



---

## **Aspects structuraux dans le dimensionnement d'aubages de turbomachines**

---

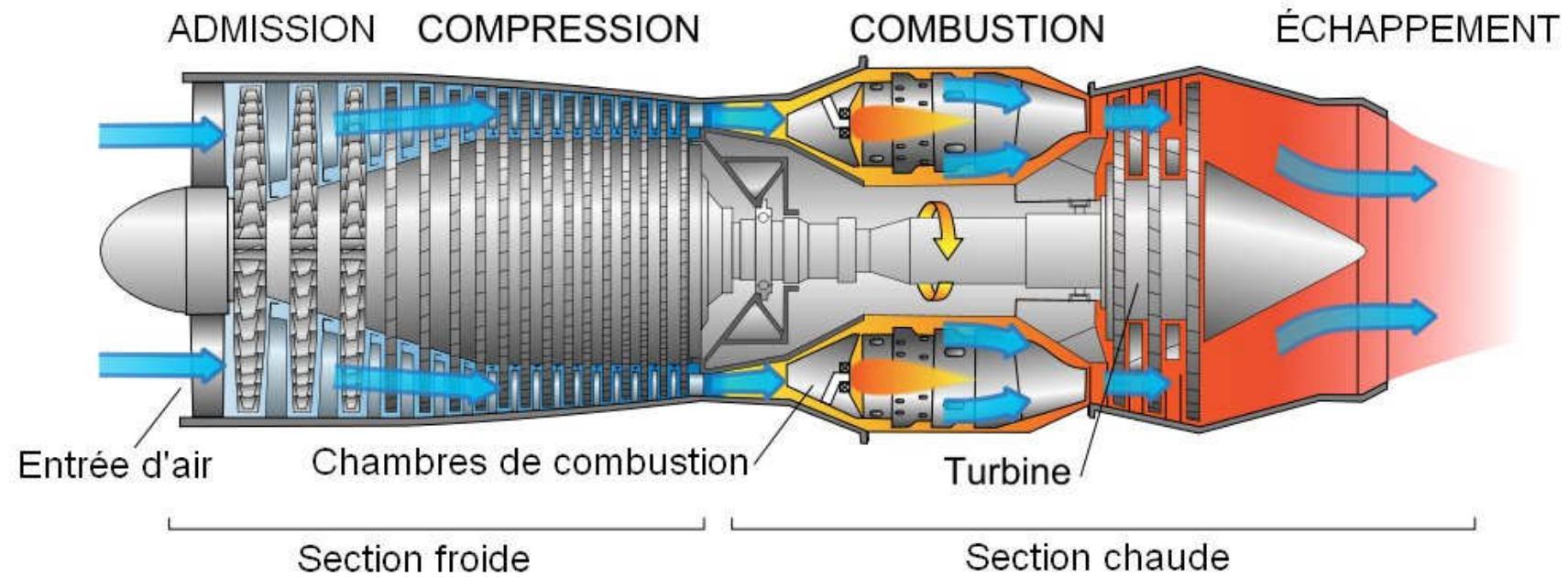
Cours ETIT du 24/01/2014 - L. Blanc

## Préliminaires

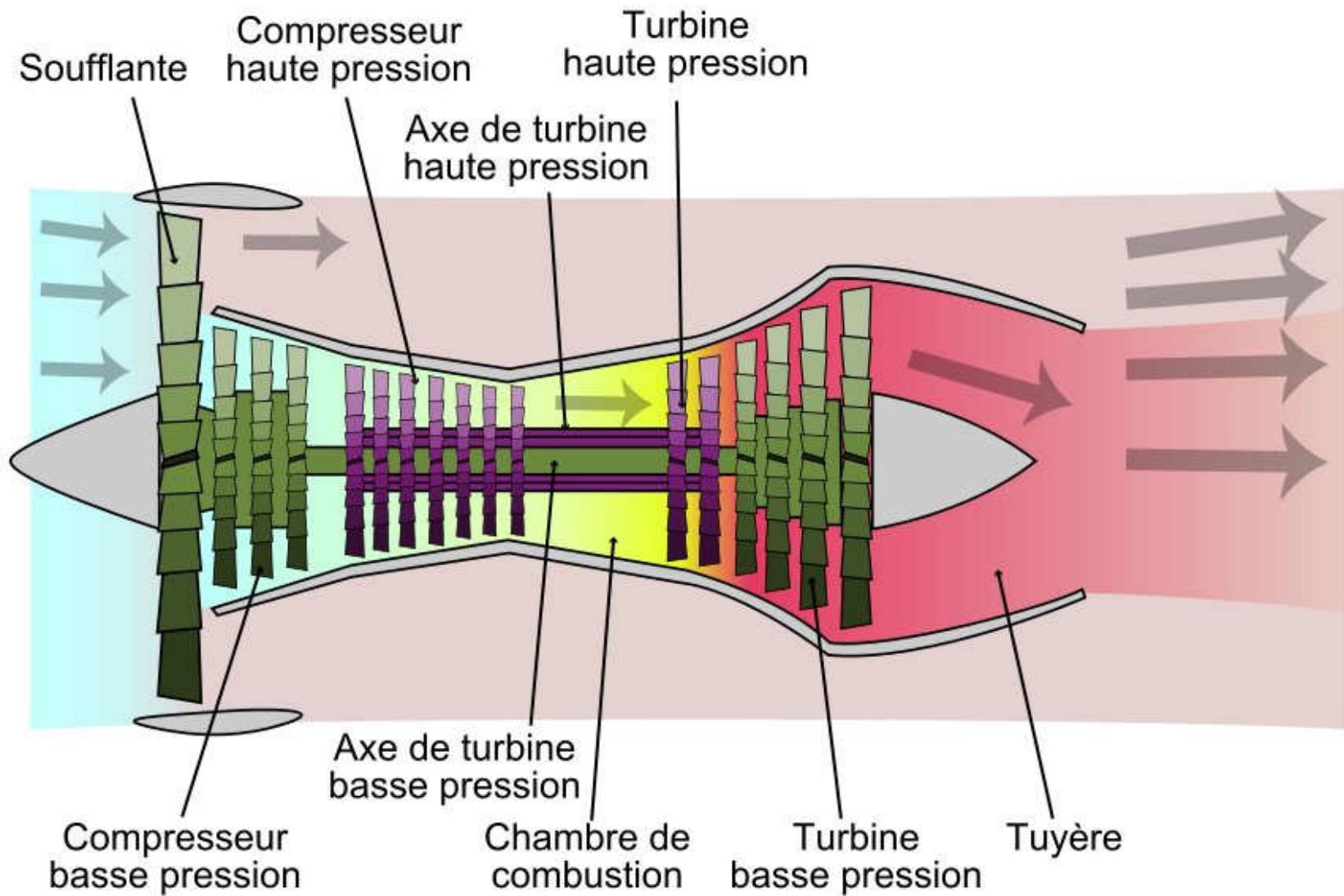
- fonctionnement d'un turboréacteur
- organes d'un turboréacteur

**Le dimensionnement ...**

## Rappel : principe de fonctionnement d'un turboréacteur

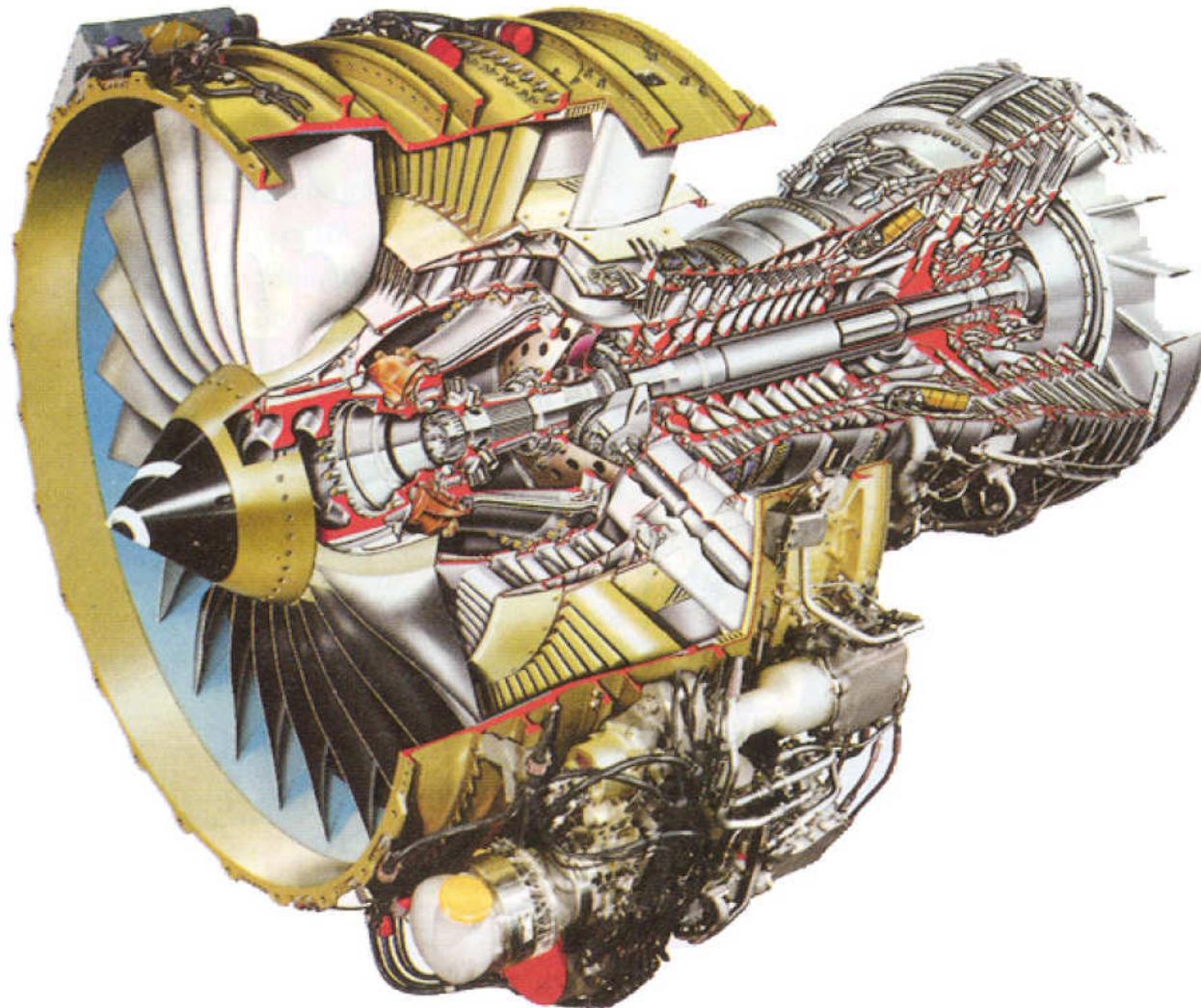


## Rappel : principe de fonctionnement d'un turboréacteur

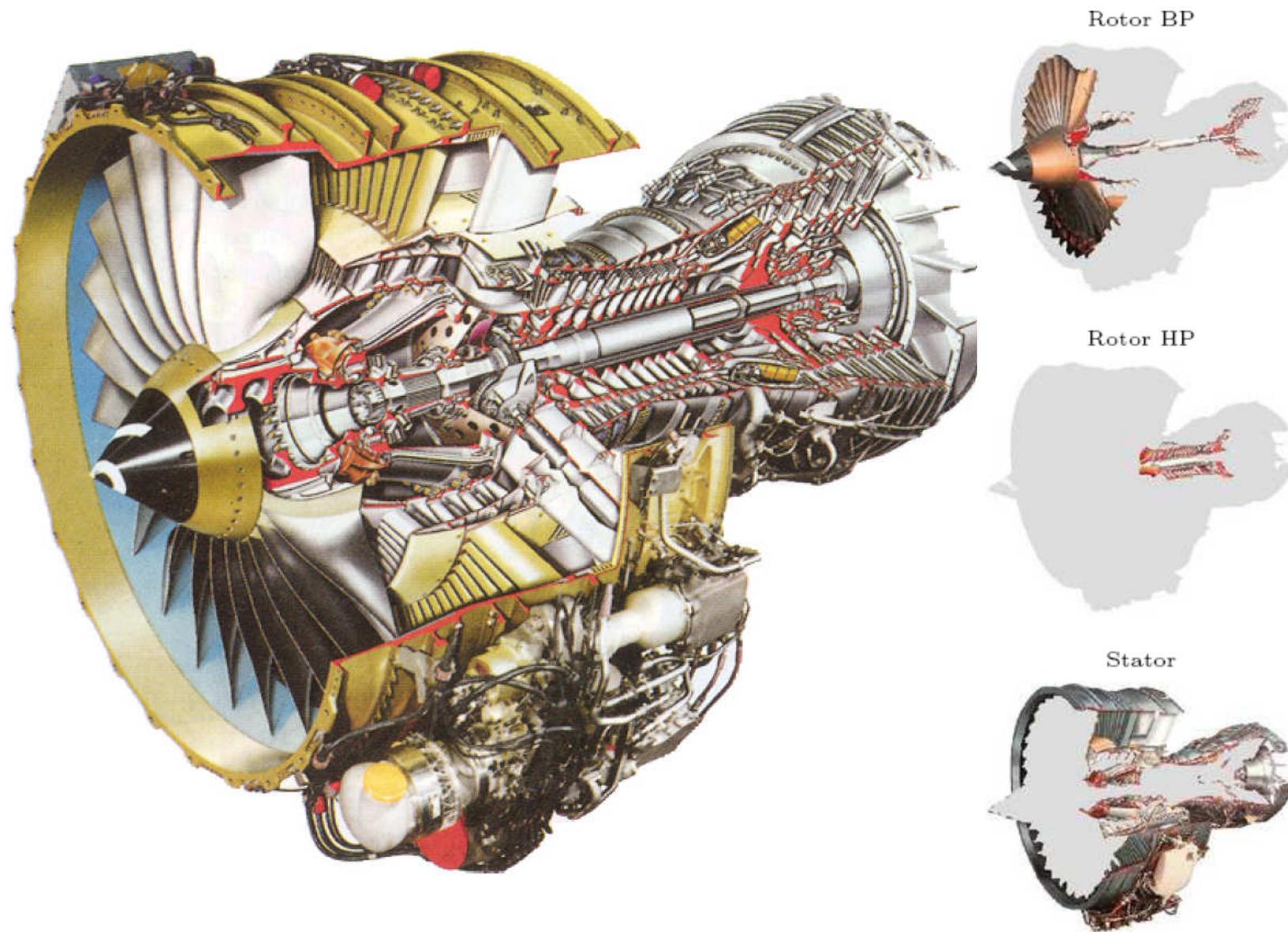


## Organes structuraux principaux

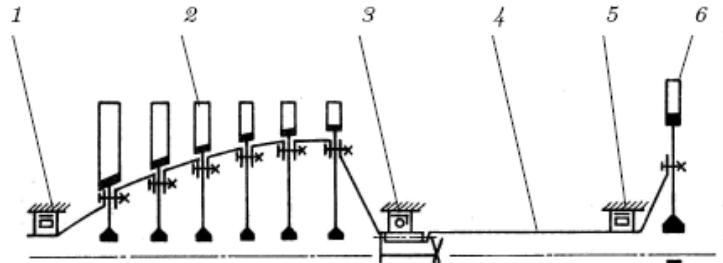
---



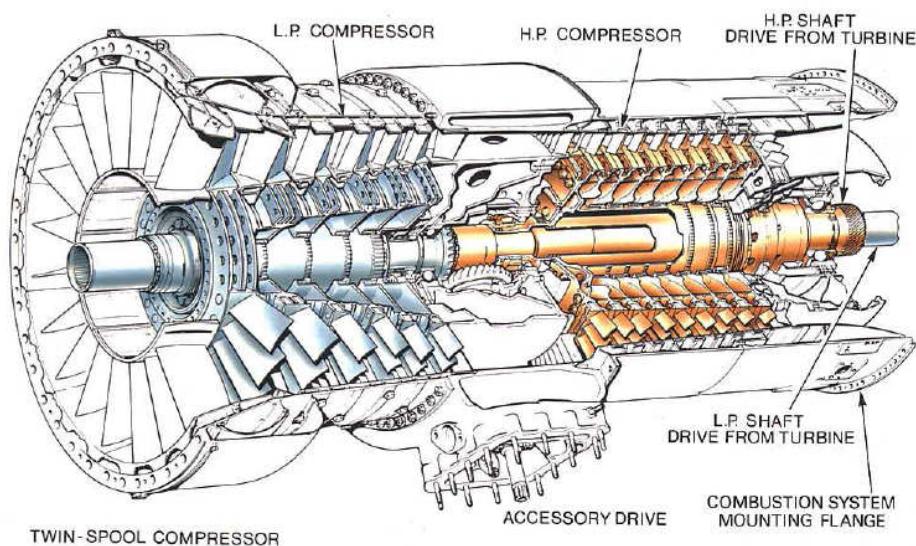
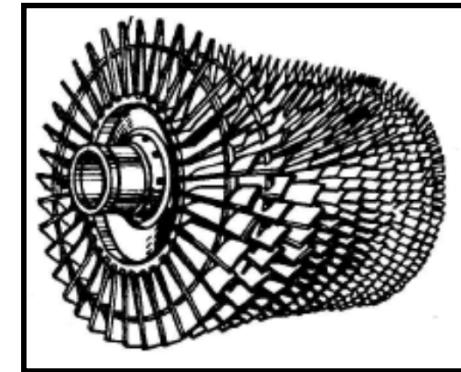
## Organes structuraux principaux



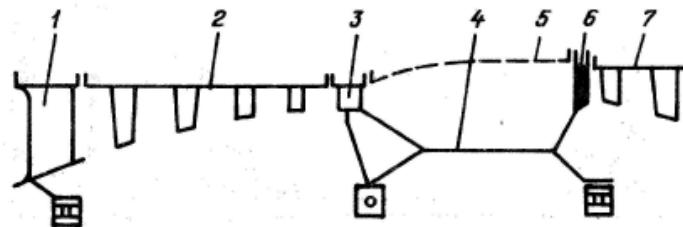
## Organes structuraux principaux : rotor



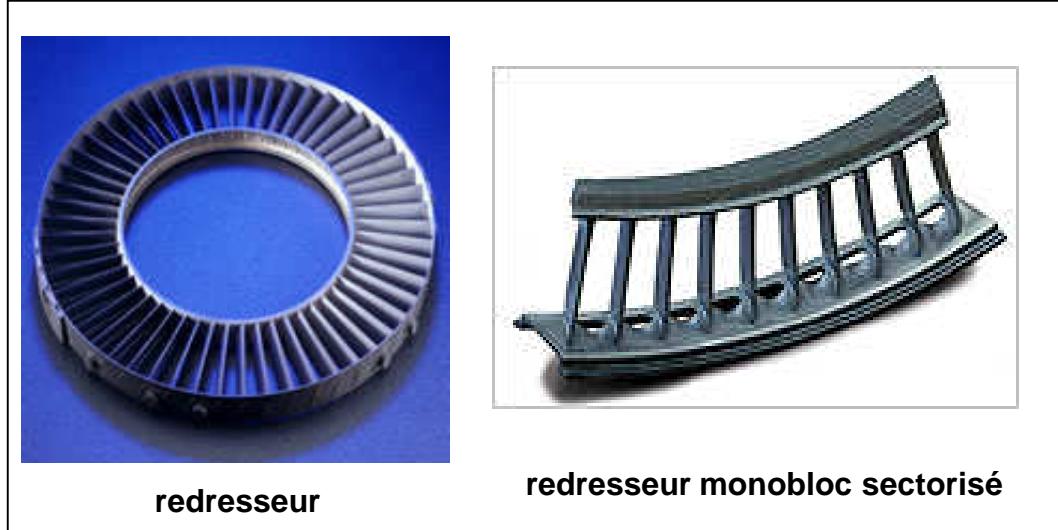
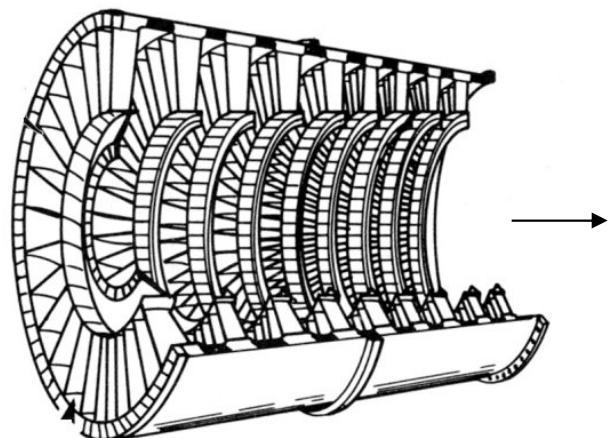
(a) Rotor : 1 – palier avant du compresseur (rouleaux), 2 – rotor du compresseur, 3 – palier arrière du compresseur (billes), 4 – arbre de la turbine, 5 – palier de la turbine, 6 – rotor de la turbine

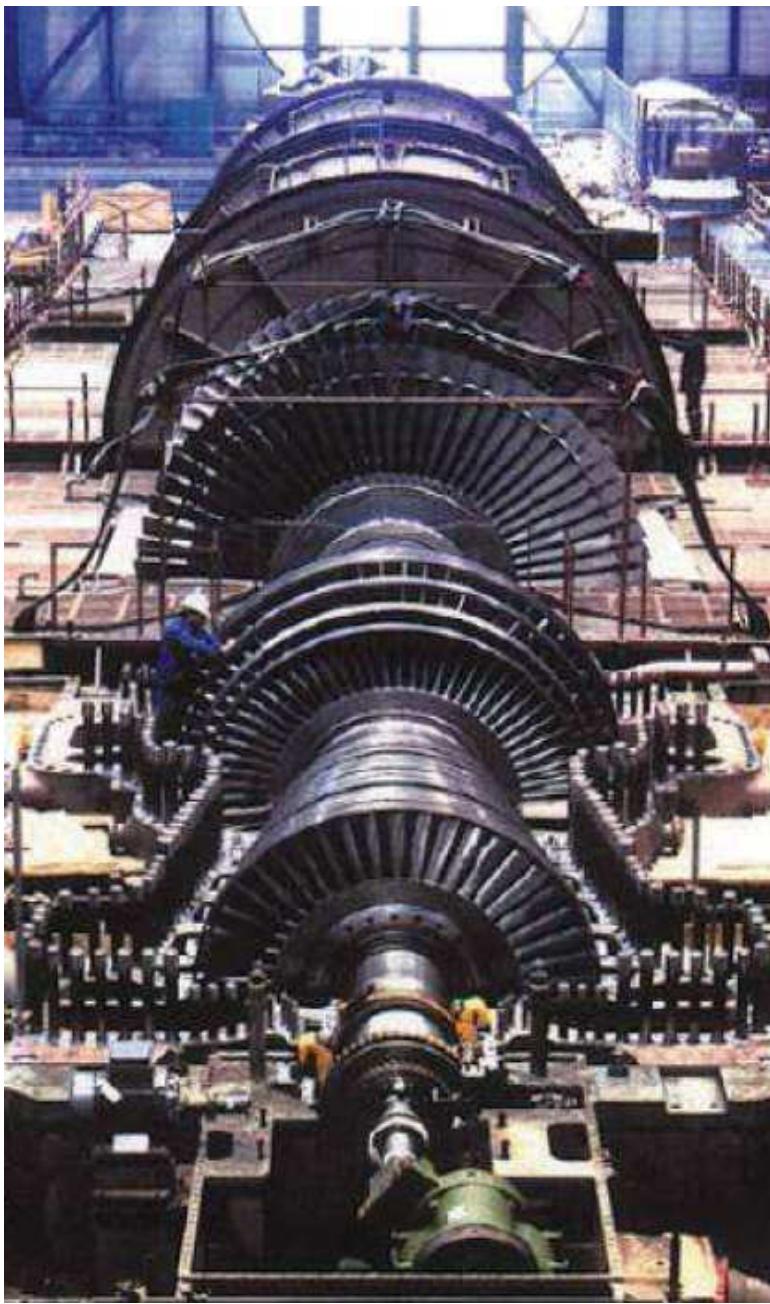


## Organes structuraux principaux : stator



(b) Stator : 1 – carter d'entrée du compresseur,  
2 – carter du compresseur, 3 – carter arrière  
du compresseur, 4,5 – carters de la chambre de  
combustion, 6 – carter d'entrée de la turbine, 7  
– carter de la turbine





# Préliminaires

- fonctionnement d'un turboréacteur
- organes d'un turboréacteur

Le dimensionnement ...

# Introduction

## Un constat

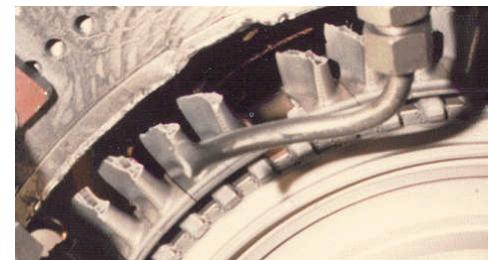
- si la performance est surtout aéro...



**GE90**

CARACTÉRISTIQUES	-94B
• Poussée max. au décollage (kN)	425
• Taux de dilution	8,40 à 9
• T° à poussée nominale maintenue (°C)	30
• Poussée max. en montée (kN) 35 000 ft – Mach 0,84 – ISA Moteur avionné	82,60
• Taux de compression général pour la montée max.	40
• Longueur (mm)	7 289
• Diamètre soufflante (mm)	3 403
• Applications	B777-200 B777-200ER

- la défaillance est souvent structurale...



Rupture par HCF sur banc d'essai de turbine à gaz



Rupture par HCF sur LPT3, Boeing 747-338, 2004

# Introduction

## Historique

“I am going to make a gas turbine before I quit and it is going to have higher efficiency than the reciprocating gas engine, and it is going to run without vibration . . .” (Glenn Warren, 1914).

“On axial compressor blade vibration we have gone very cautiously and I believe have not met the problem in all its bleakness; the dark days are still ahead” (Hayne Constant, 1947).

“Suppression of vibratory fatigue is the design challenge” (Clarence Danforth, 1967).

“Failure of fan blades on the B-1’s General Electric engines is the suspected cause in both incidents . . .” (*Los Angeles Times*, 1991).

“. . . [T]he engine failures are a continuation of fourth stage turbine blade cracking problems that first surfaced in the Pratt and Whitney F100-229 powerplant . . .” (*Aviation Week & Space Technology*, 1994).

“Engine high cycle fatigue is the Air Force’s #1 readiness issue” (John Deutch, 1995).

## Quelques chiffres

Modes de défaillance des turboréacteurs d'avion



- 90% of the potential HCF problems are covered during development testing the 10% remaining problems account for nearly 30% of the total development cost and cause over 25% of all engine distress events (El-Aini et Al, 1997)
- every new development programme for jet engines has about 2.5 serious HCF problem (Kielb, 1998)
- US Air Force and Navy estimate that cost to them approximately US\$400 Million per year (Garrison, 2001)

# Introduction

## Contexte industriel

### Evolution des turbomachines modernes :

- diminution de la masse
- augmentation de la charge
- réduction des dimensions axiales

### Choix technologiques : pièces monobloc

- désaccordage inter-aubes
- amortissement faible



### Conséquences :

- réduction des marges au flottement
- niveaux dynamiques plus élevés et plus difficiles à prédire
- augmentation des interactions entre les roues

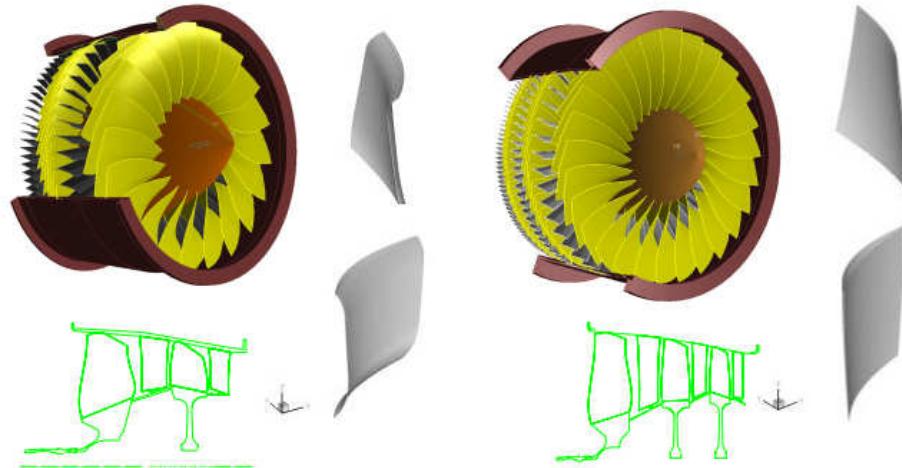


Figure 1.1-1: Example of modern 3D wide chord (left) vs. old (right) compressor blade design.

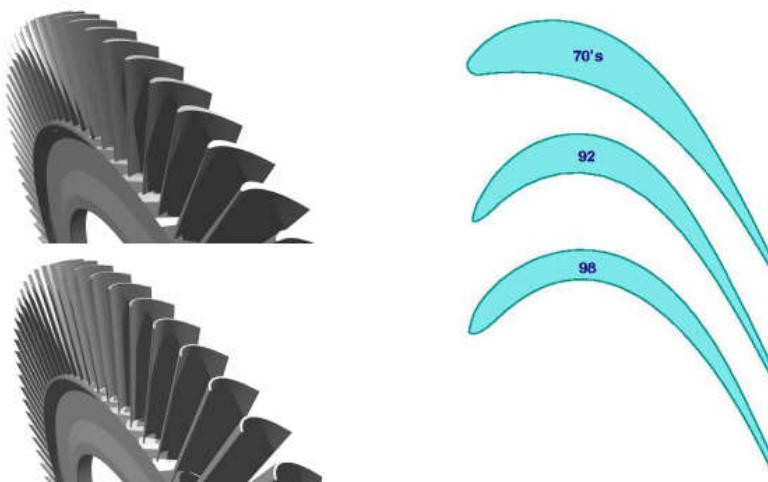
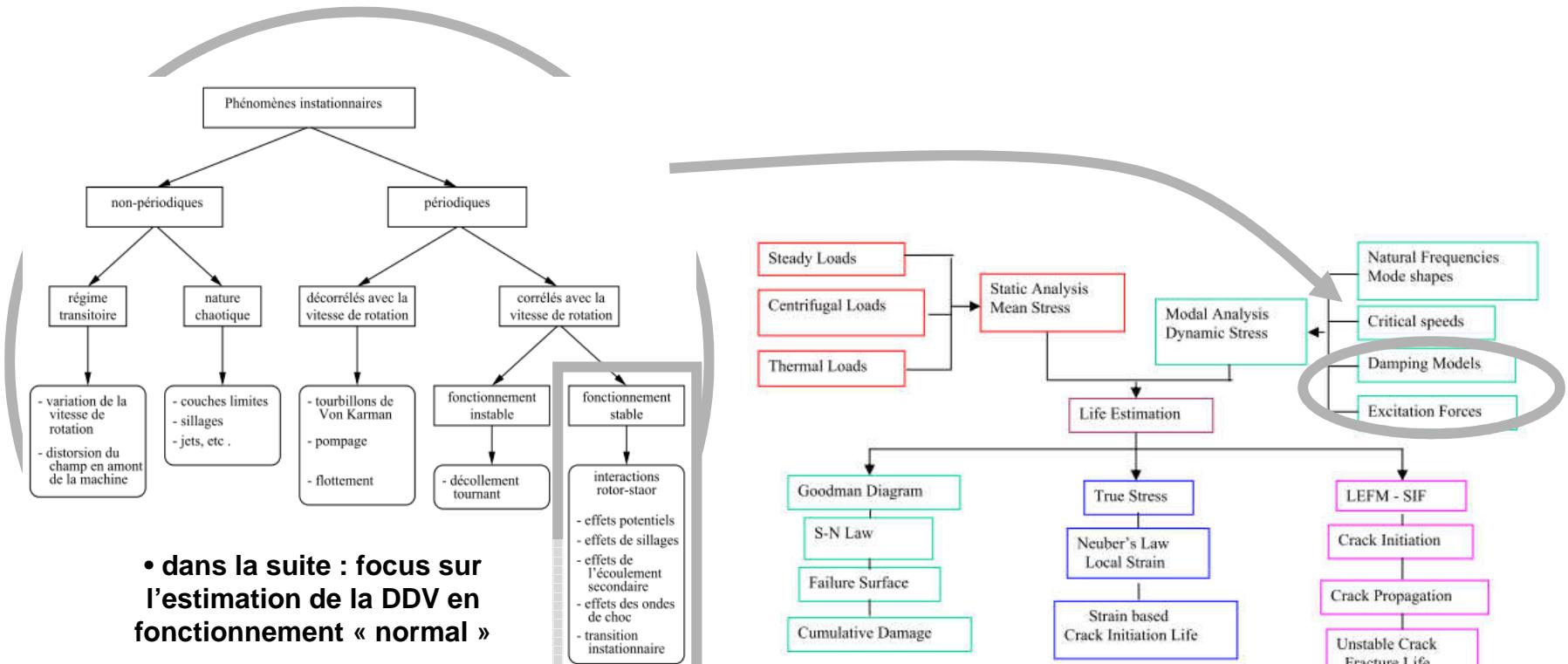


Figure 1.1-2: Trends in turbine blade design (right) and example of a modern slender (bottom left) and old (top left) turbine rotor.

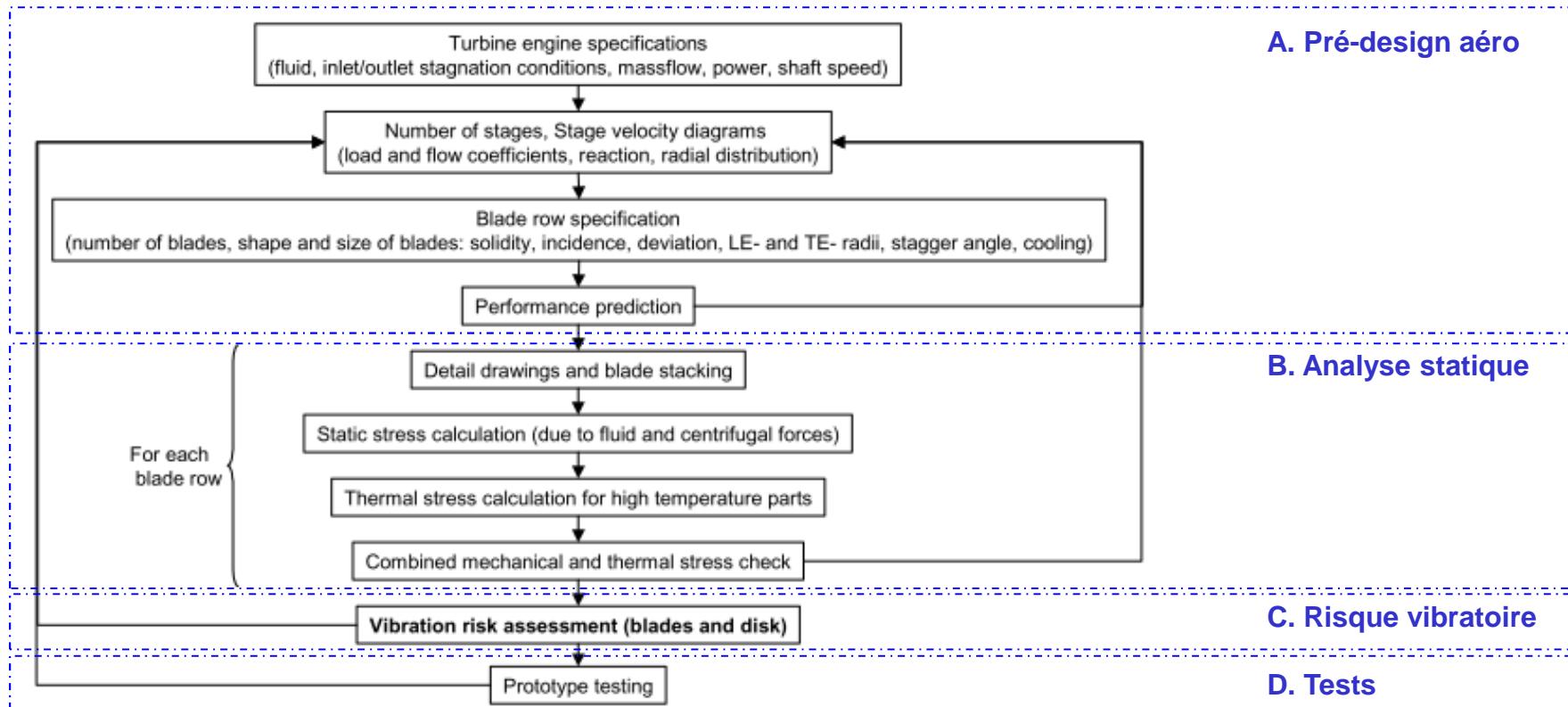
# Introduction

## Phénomènes et modèles pour le dimensionnement d'aubages



# Introduction

## Dimensionner des aubages = un processus pluri-disciplinaire



# Plan

---

- A. Pré-design aéro**
- B. Analyse du comportement sous chargement statique**
- C. Estimation du risque vibratoire**
- D. Tests sur prototypes**

## A. Pré-design aéro

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Cahier des charges

##### • environnement « moteur » / banc

Maximum power	800 kW
Rotational direction viewed FLA	Clockwise
Maximum torque	340 Nm
Maximum shaft speed	20300 rpm

##### • performances ciblées

Design speed	18000 rpm
Stall margin	≥ 20%
Flow coefficient	~ 0.6
Reduced frequency	~ 0.25
Target frequency at ADP for, 1F	320 Hz
Flutter limit	$\Pi_{ADP} < \Pi_{Flutter} < \Pi_{Stall}$
Available max torque sufficient to reach	surge 105 % speed

##### • contraintes mécaniques

Tip clearance	0.5 mm
Maximum allowable stress	>60% of yield stress
Disc burst margin	1.4

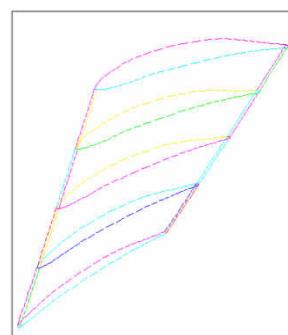
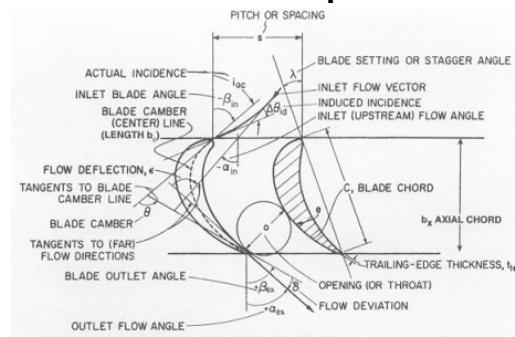
FUTURE project (<http://www.future-project.eu>), from Volvo Aero (<http://www.volvoaero.com>) and PCA Engineers Limited (<http://www.pcaeng.co.uk>), rigs's specifications in the first chart from TUD - Technischen Universität Darmstadt (<http://www.tu-darmstadt.de/>)

## A. Pré-design aéro

## Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

## Proposition et évaluation d'un profil d'AUBE

- définition d'un profil



- le redresseur est supposé connu
- nombre d'aubes du blisk choisi

- étude aéro stationnaire

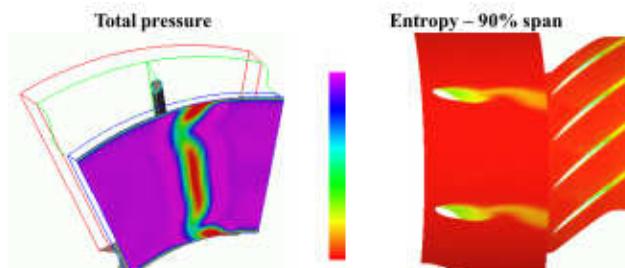
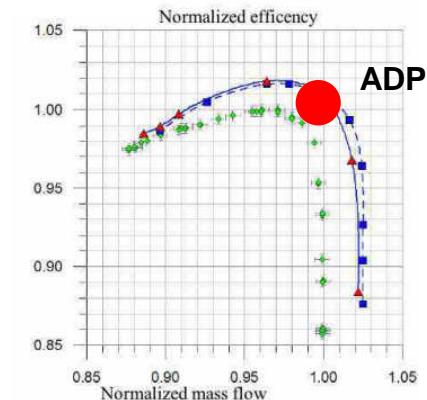
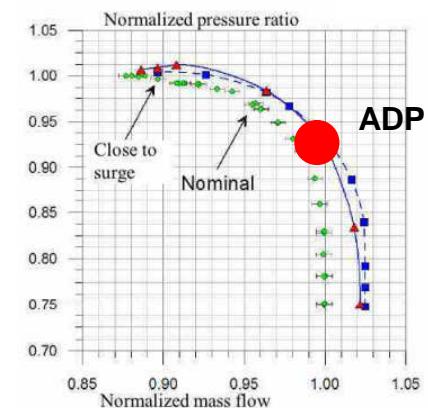


Figure 6: Steady NS computation results

- **prédition des performances de l'étage**



$\dot{m}_{corr}$ [kg/s]	Max $\Pi_{TT}$ [-]	SM [%]	$\eta_{p,peak}$ [%]	$\eta_{p,ADP}$ [%]
13.9	1.476	14.3	91.3	90.8

# Plan

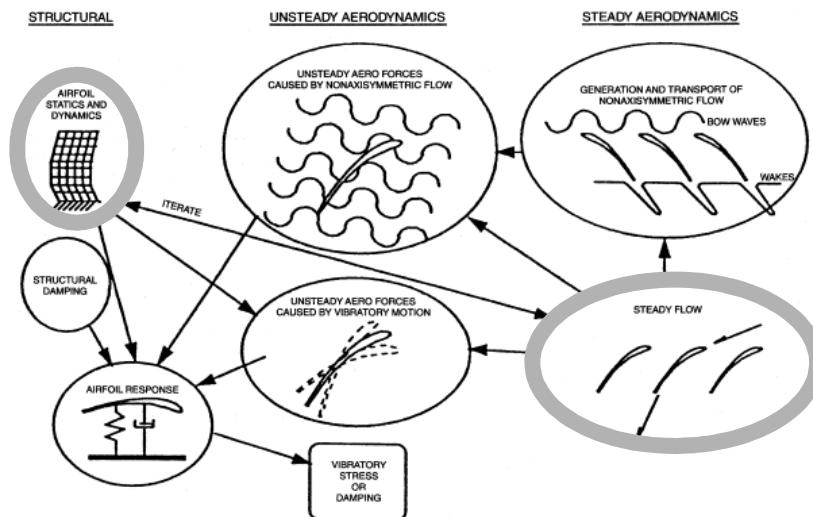
---

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
- D. Tests sur prototypes

## B. Analyse du comportement sous chargement statique

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE



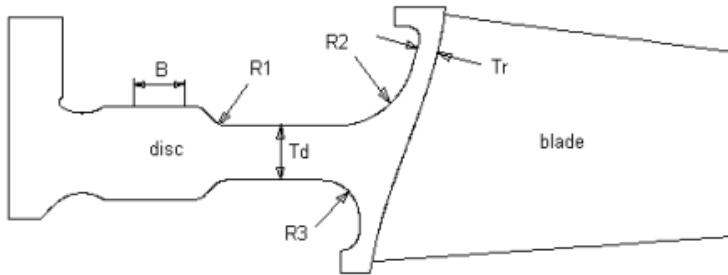
- l'analyse aéro stationnaire fournit les chargements pour calculer
  - les niveaux de contrainte moyens subis par l'aube et le disque
  - les déplacements statiques en fonctionnement
    - 1/ jeu au carter : compromis pertes aéro / risque de contact (utilisation de revêtements abradables)
    - 2/ modification des profils sous charge : reverse design pour obtenir le profil à fabriquer !
- processus itératif / optimisation
  - contraintes mécaniques

Tip clearance	0.5 mm
Maximum allowable stress	>60% of yield stress
Disc burst margin	1.4

## B. Analyse du comportement sous chargement statique

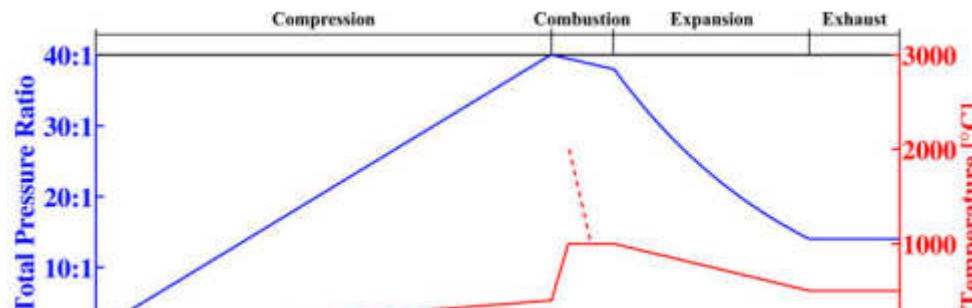
### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE



FUTURE project (<http://www.future-project.eu>), analysis performed by PCA Engineers Limited (<http://www.pcaeng.co.uk>)

- variables de conception pour le disque



A. Sternschuss, thèse ECP, 2010

- ambiance thermique dans un moteur

CFM 56-5A	Compresseur BP	Compresseur HP	Turbine HP	Turbine BP
Aubes stator	Acier	Acier -> nickel	Nickel	Nickel
Aubes rotor	Titane	Titane -> nickel	Nickel	Nickel

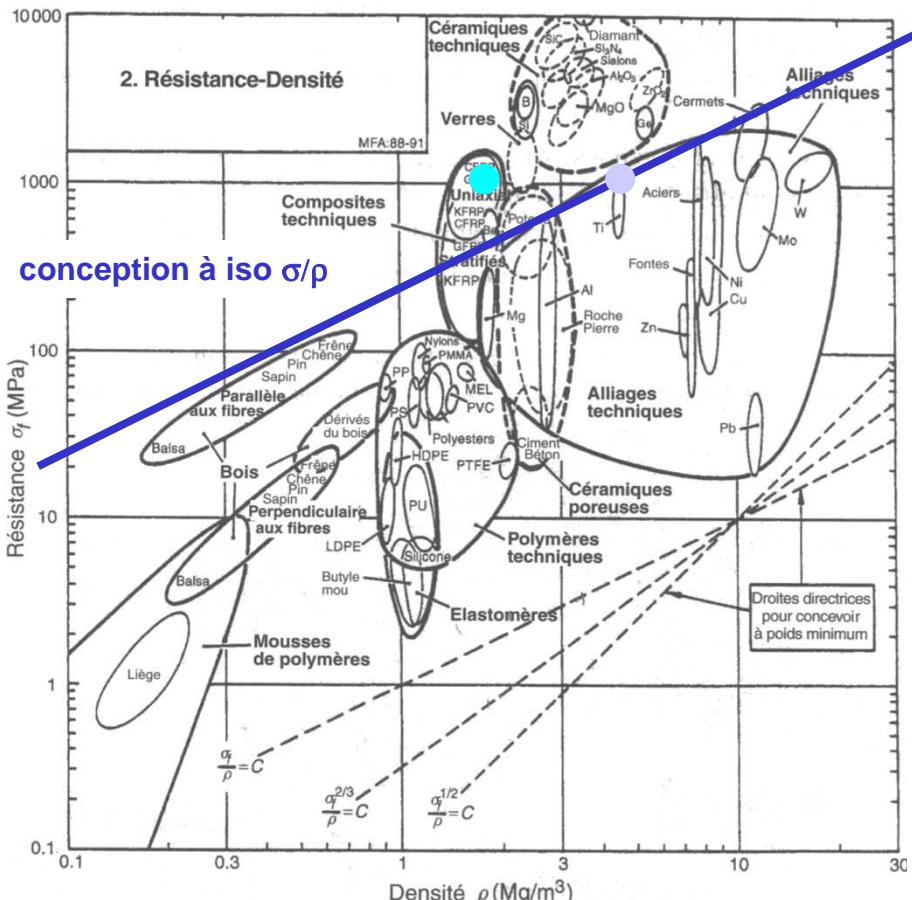
- exemple d'utilisations de matériaux

## B. Analyse du comportement sous chargement statique

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE

- effets centrifuges : une ailette de 0.2kg située à un rayon de 0.3m de l'axe moteur tournant à 10000 rpm subit une force centrifuge équivalente à 9t



● Aube RTM tissée 3D

- matériau retenu : alliage de titane Ti6-4

Young's modulus	110 -114 GPa
Poisson's ratio	0.31
Density	4420 $\text{kg/m}^3$
Ultimate tensile stress	895-930 MPa
Yield stress	825 -869 MPa
Ultimate strain	6-10 %

## B. Analyse du comportement sous chargement statique

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE, vérification de la tenue statique de l'aube

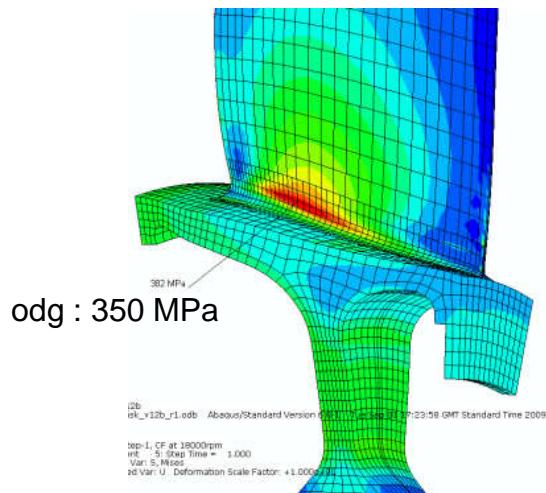
- parts relatives du centrifuge et de l'aéro moyen sur le niveau de contrainte en pied d'aube

Encyclopedia of vibrations.  
Elsevier, 2002

Steam turbine		Bladed disk: last stage, low pressure							
Power (MW)	Speed (rpm)	Power (MW)	No. of blades	Blade length (mm)	Blade mass (kg)	Base centrifugal force (N)	Maximum static base strain (N m <sup>-2</sup> )	Centrifugal force	Torque
860 (fossil)	3600	17	78	885	23	$2 \times 10^6$	$1.5 \times 10^8$	$0.12 \times 10^8$	
1000 (nuclear)	1500	19.6	138	1220	39	$1.22 \times 10^6$	$0.278 \times 10^8$	$0.123 \times 10^8$	

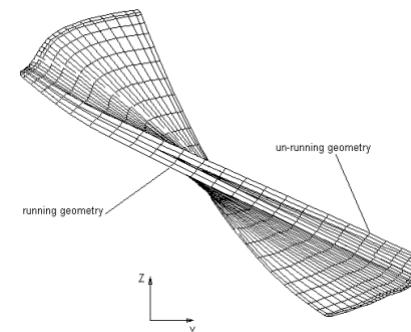
- réponse statique au centrifuge et à l'aéro moyen  
(calcul en NL géométrique)

- critère en contrainte (VM)



+ video blisk

- critère en déplacements (vue radiale)



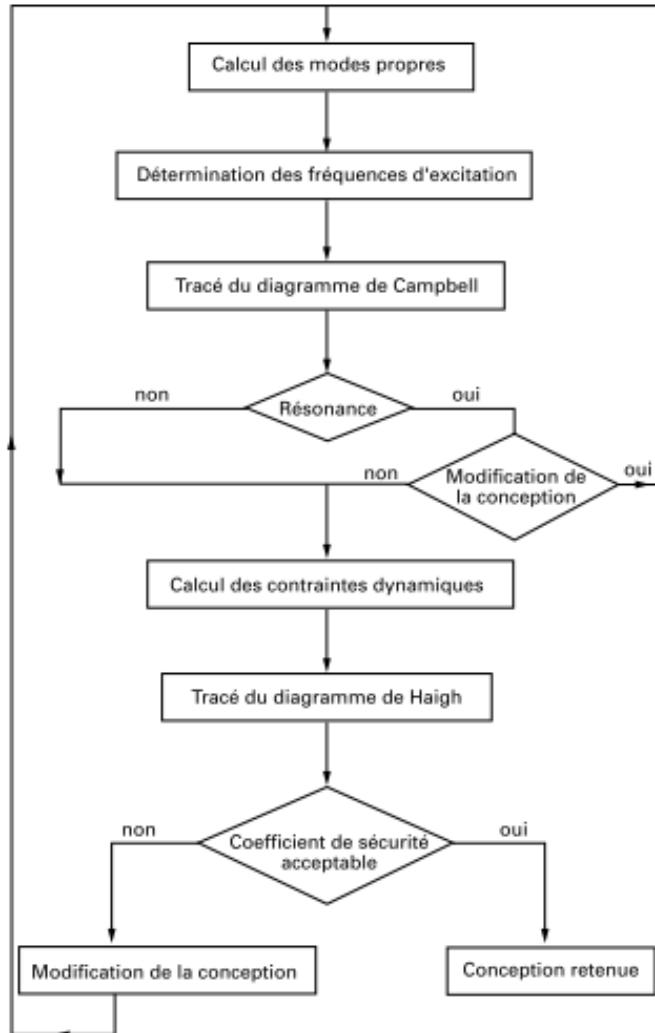
- effet de dévillage (odg : 1mm)
- radial + correction thermique (odg : 0.5 mm)

# Plan

---

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
- D. Tests sur prototypes

## C. Estimation du risque vibratoire / Démarche



# Plan

---

- A. Pré-design aéro**
- B. Analyse du comportement sous chargement statique**
- C. Estimation du risque vibratoire**
  - I. Calcul des modes propres**
  - II. Détermination des fréquences d'excitation**
  - III. Recherche des coïncidences**
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques**
  - V. Tracé du diagramme de Haigh**
- D. Tests sur prototypes**

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Démarches

- Hypothèses

- calcul sous vide d'air
- étude d'une roue isolée

- Analyse modale d'aubes isolées

- prise en compte des effets de la rotation

- Analyse modale en symétrie cyclique

- pour des assemblages accordés
- prise en compte des « comportements de groupe » et des couplages aubes-disque
- étude d'un seul secteur : aube + disque / conditions aux limites imposées périodiques

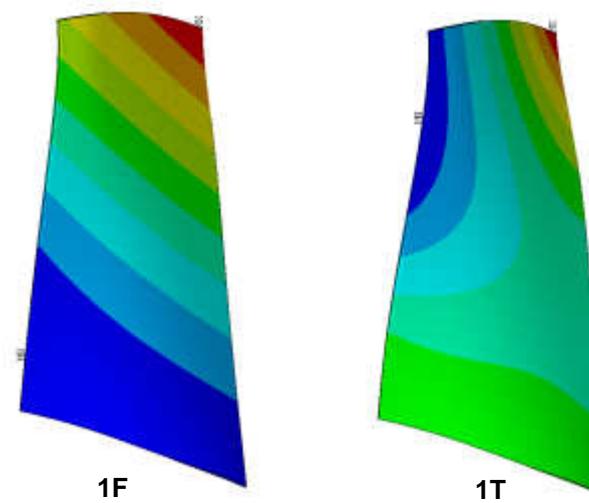
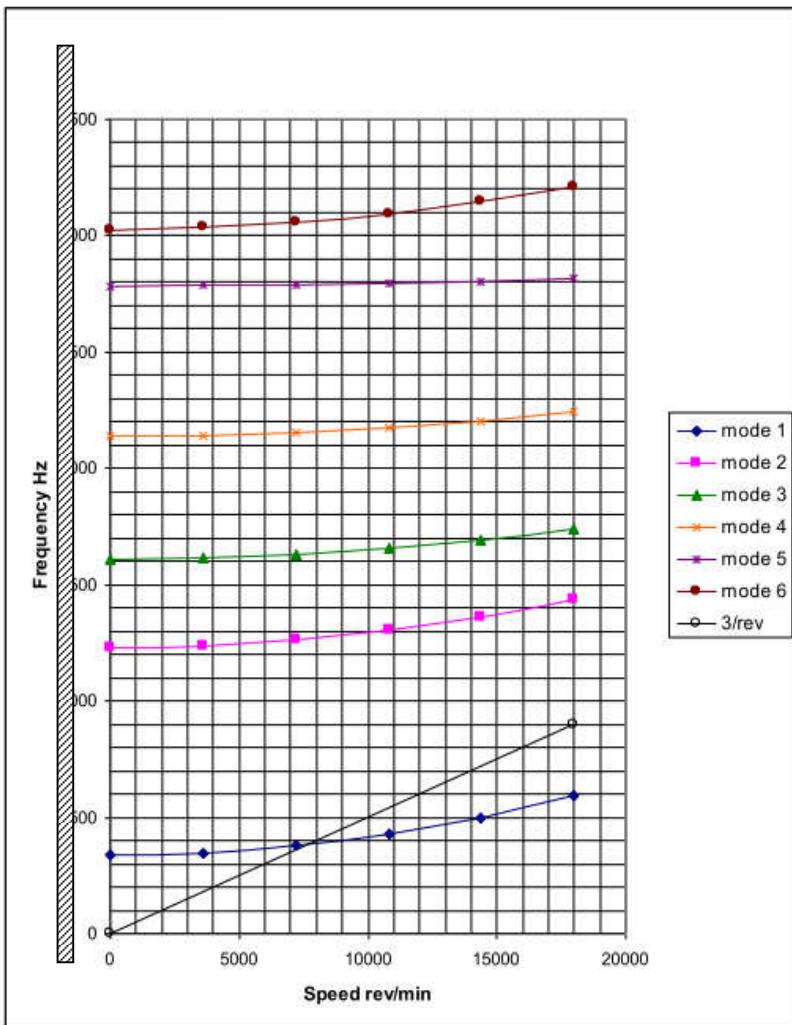
- Analyse modale complète

- pour des assemblages désaccordés
- techniques de sous-structuration et de réduction (Craig-Bampton...)
- très coûteux

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Aube isolée

Effets centrifuges / gyroscopiques / spin-softening (cf cours J.-P. Laîné)



+ video LDV

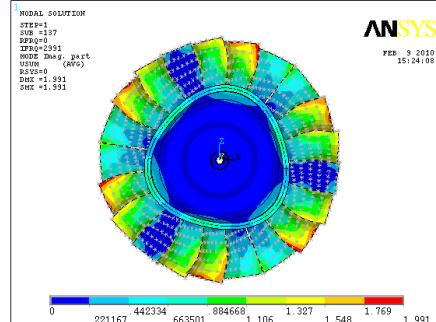
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Etude en symétrie cyclique

#### Effets de groupe / couplage aubes-disque (cf cours F. Thouverez)

- Le nombre de diamètres nodaux est égal au nombre de maxima de la déformée sur la circonférence

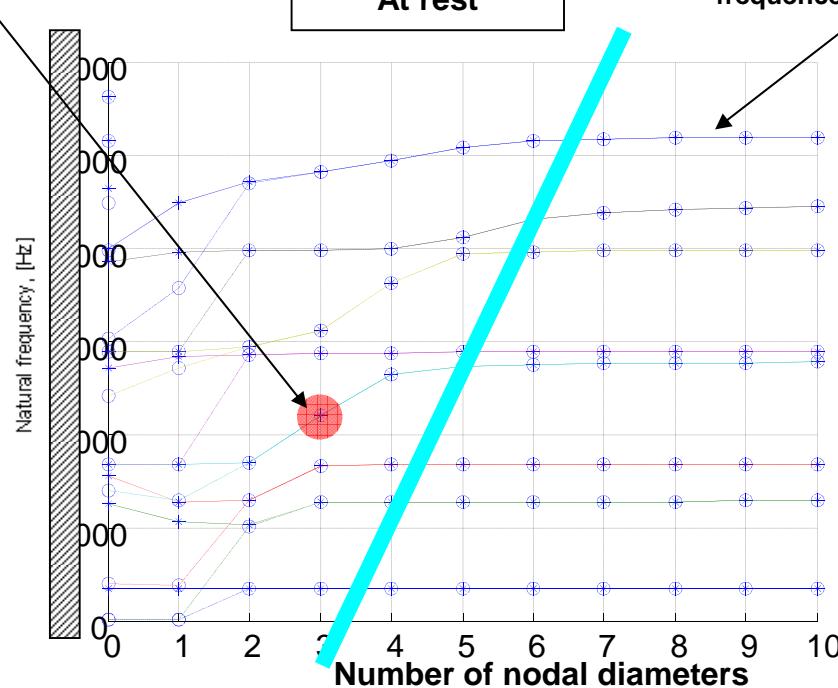
Zone à forte participation du disque à la déformée (dépend des raideurs relatives des aubes et du disque)



+ video blisk

At rest

Zone où seul l'effet de groupe est sensible, le disque participe peu à la déformée, les fréquences sont peu modifiées

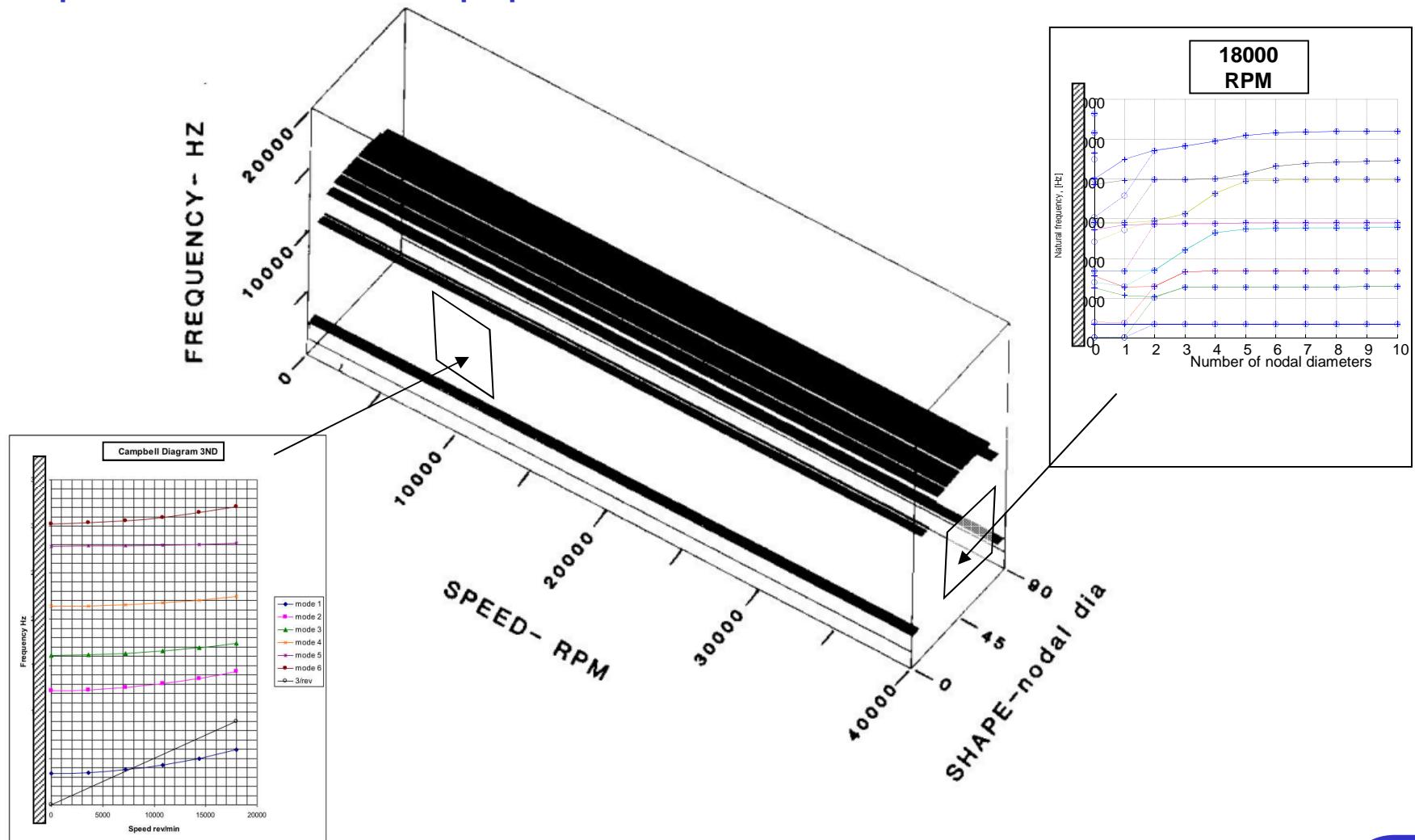




## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Etude en symétrie cyclique

#### Représentation 3D des modes propres



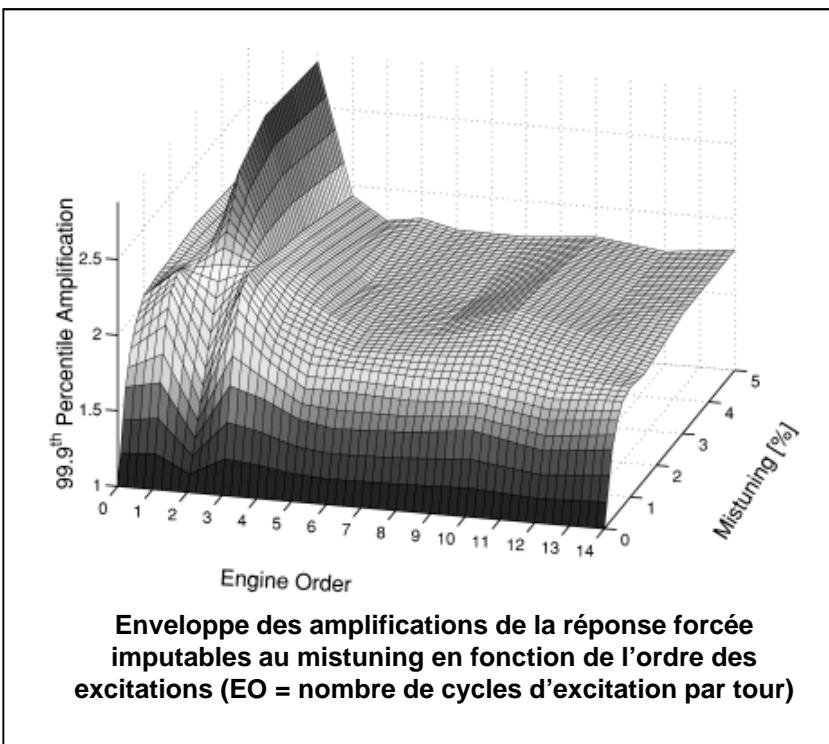




## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Etude globale de la roue aubagée

#### Nécessité de modéliser le mistuning



- simulation
- modèles probabilistes paramétriques
- identification des motifs de mistuning
- pour le recalage

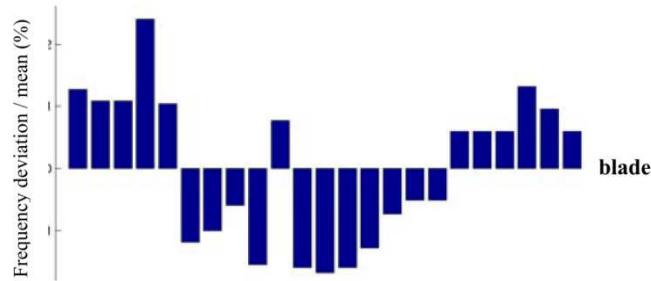


Figure 3: Mistuning pattern

- intérêt du mistuning intentionnel

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Modes propres / challenge recherche



*Comment tenir compte, en simulation, du couplage inter-étages ?*

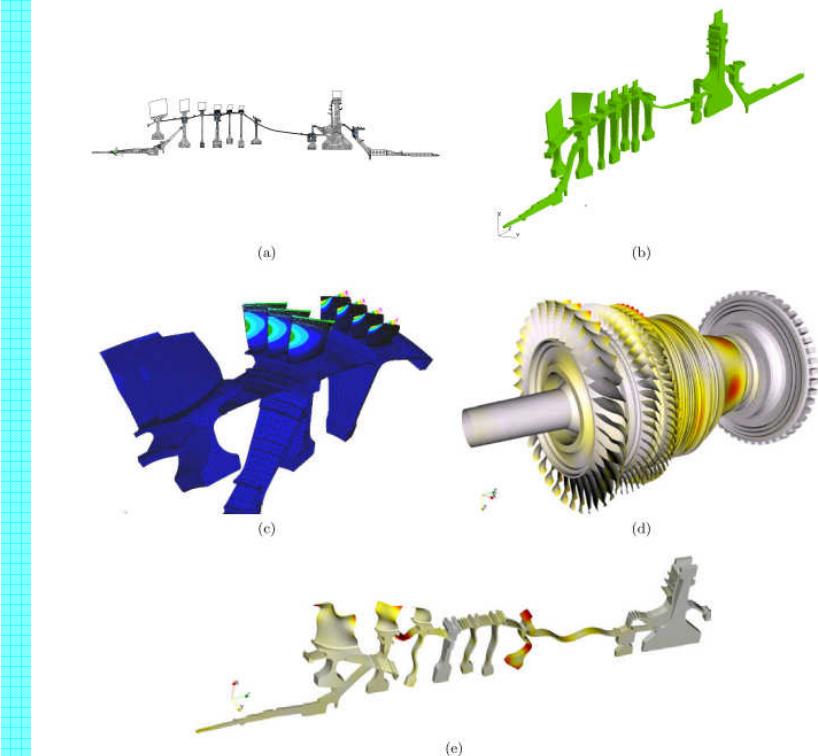
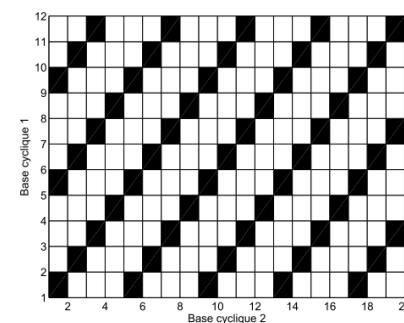
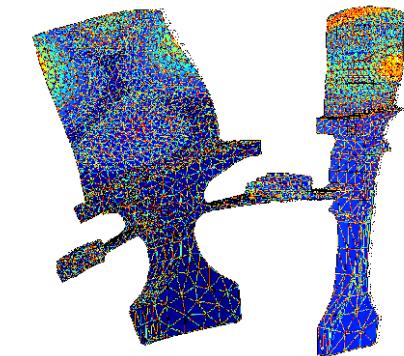


Figure 1.12: History of multi-stage computations at Snecma: (a) Fourier axisymmetric, (b) 3D slice, (c) 3D cyclic symmetry, (d) 360° shell/volume model and (e) multi-stage cyclic symmetry



**Couplage des bases cycliques**

# Plan

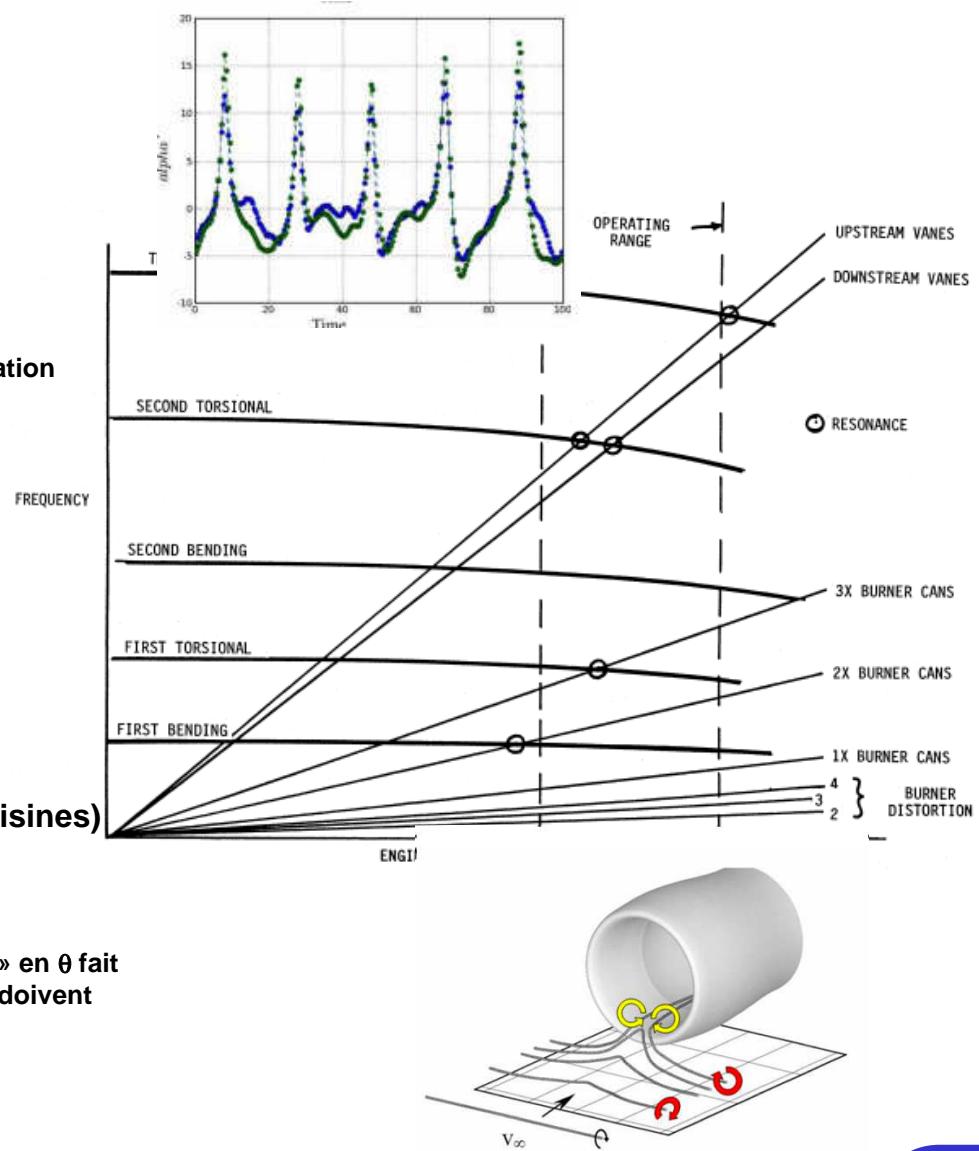
---

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Fréquences d'excitation

### Démarche

- Notion d'Engine Order (EO) :  
nombre de perturbations du flux / tour
  - vu de l'organe considéré
  - vision harmonique en  $\theta$
  - excitations synchronisées avec la vitesse de rotation
- LEO (1 à 8 harmoniques)
  - distorsion du flux d'entrée
  - bras de carter
  - prélèvements d'air
  - injecteurs (turbine)
  - balourd (roues fixes)
- HEO (dépend du nombre d'aubes des roues voisines)
  - RM : sillages de 2 stators amont et 1 aval
  - RD : sillages de 2 RM amont et 1 aval
  - attention : la « transformée de Fourier du sillage » en  $\theta$  fait que les multiples entiers des nombres de sillages doivent aussi être pris en compte (2<sup>e</sup> harmonique surtout)



# Plan

---

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

---

### Démarche

---

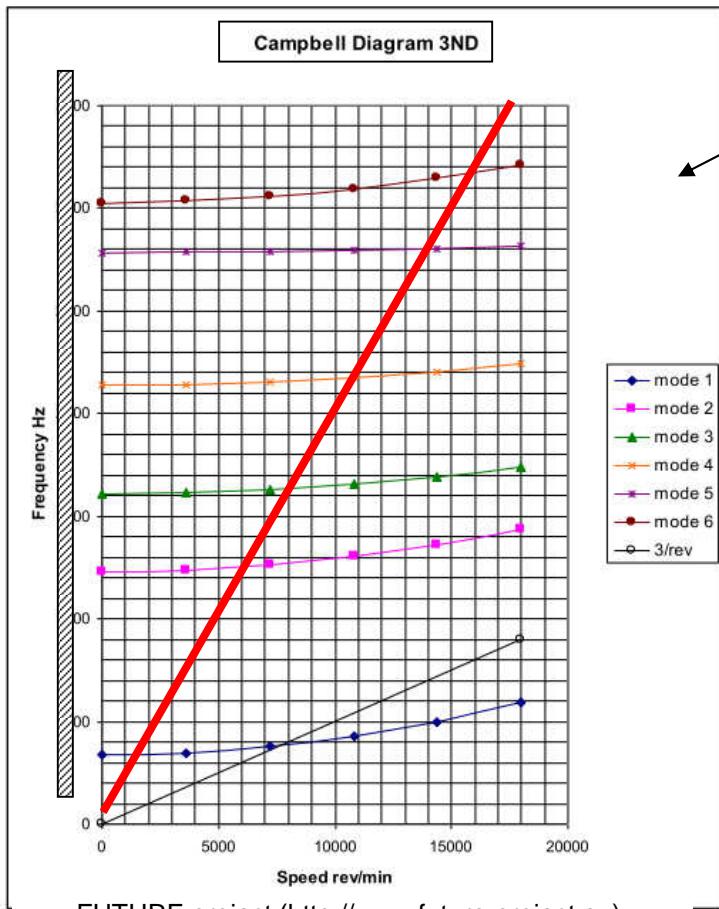
- **Conditions nécessaires pour la résonance d'une roue aubagée**
- une coïncidence fréquentielle :
  - fréquence de l'excitation = fréquence du mode
  - > diagramme de Campbell
- ET une coïncidence spatiale :
  - nombre d'obstacles de l'excitation = nombre de diamètres du mode propre  
(modulo le nombre d'aubes)
  - > diagramme zig-zag

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

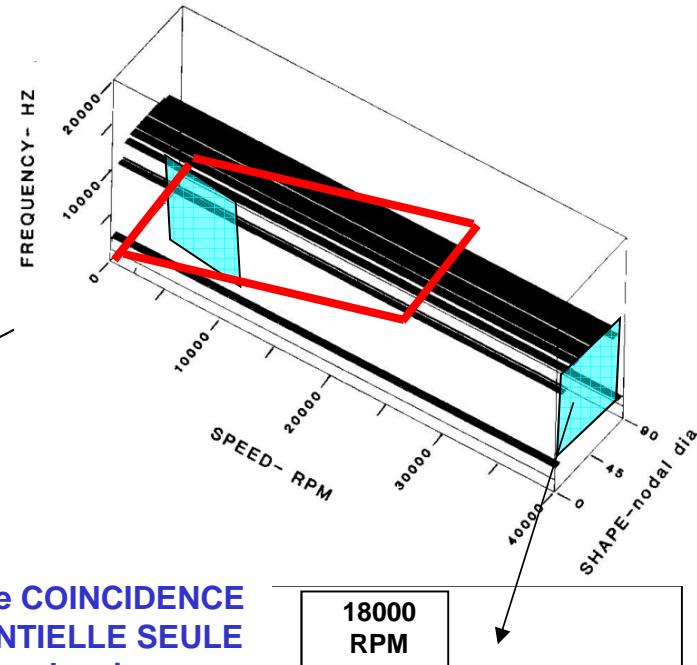
### Démarche

#### Conditions de coïncidence fréquentielle

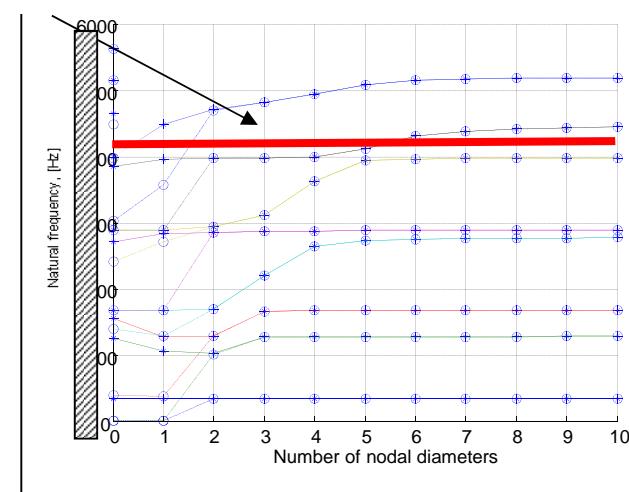
- à l'aide du diagramme de Campbell
- fréquence excitation =  $EO * \omega$



FUTURE project (<http://www.future-project.eu>),  
analysis performed by PCA Engineers Limited  
(<http://www.pcaeng.co.uk>)



Risque de COINCIDENCE  
FREQUENTIELLE SEULE  
« champ de mines »



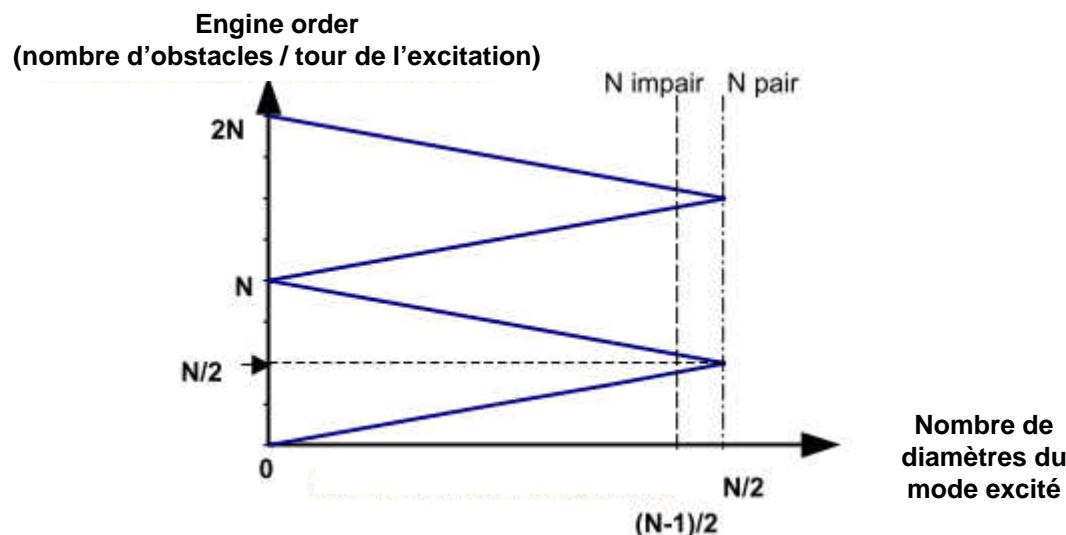
SAFE diagram, M. P. Singh et al, Dresser-Rand Co website

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

#### Conditions de coïncidence spatiale

- le diagramme zig-zag
- permet de déterminer le nombre de diamètres nodaux caractéristique des modes excitables par un nombre d'obstacles donné (sillages ou premiers harmoniques)
- si la structure excitée était axisymétrique (disque plein), une excitation tournante périodique exciterait les modes dont le nombre de diamètres nodaux est égal au nombre d'excitations par tour
- pour une roue aubagée ce sont les aubes qui sont excitées ; d'où un nombre de diamètres apparent borné par  $N/2$

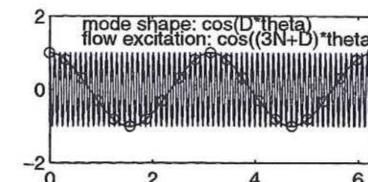
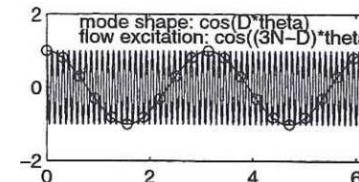
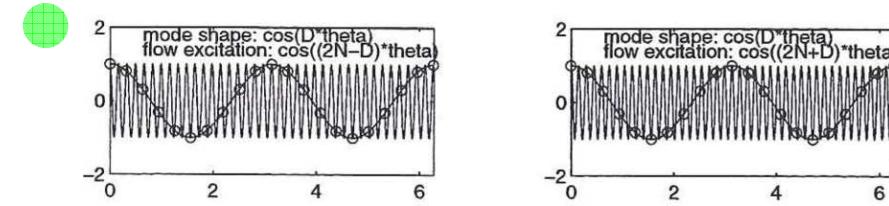
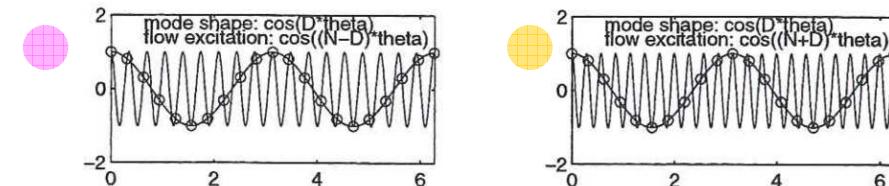
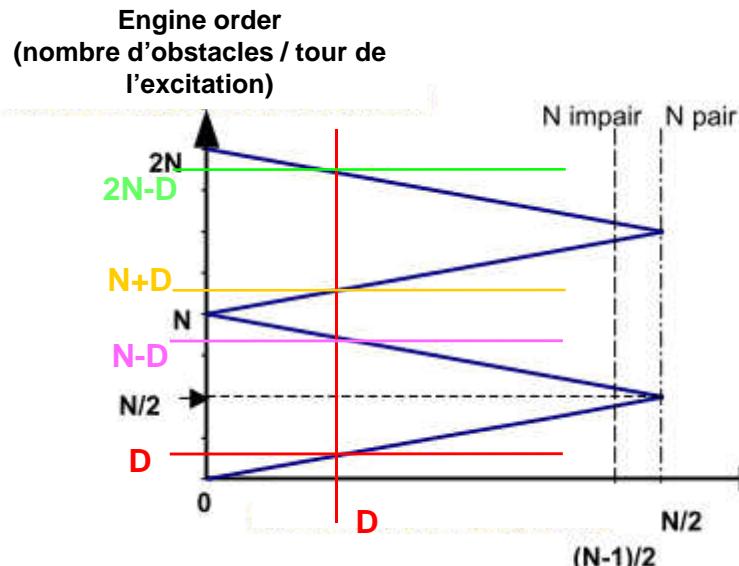
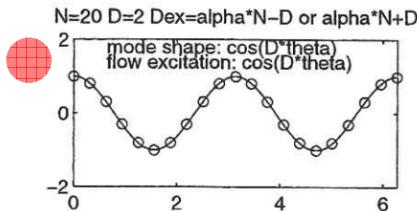


## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

#### Condition de coïncidence spatiale

- illustration
- des fonctions de forçage à différents EO excitent un même mode à 2 diamètres
- $N = 20$  aubes sur le disque

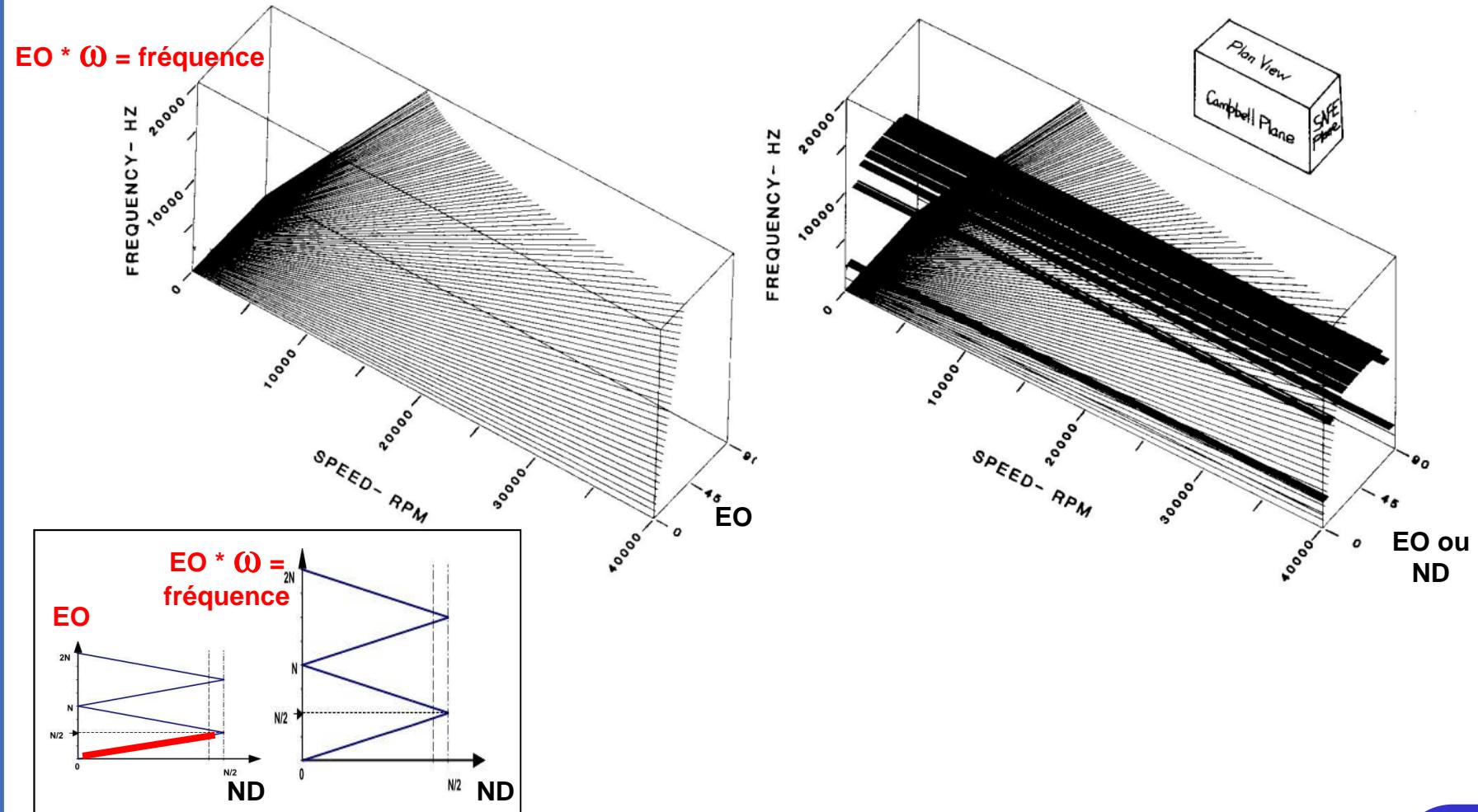


- principe de la démonstration dans le cas général
- trouver les conditions d'extrémalité des forces généralisées associant le mode et la forme d'excitation considérés

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

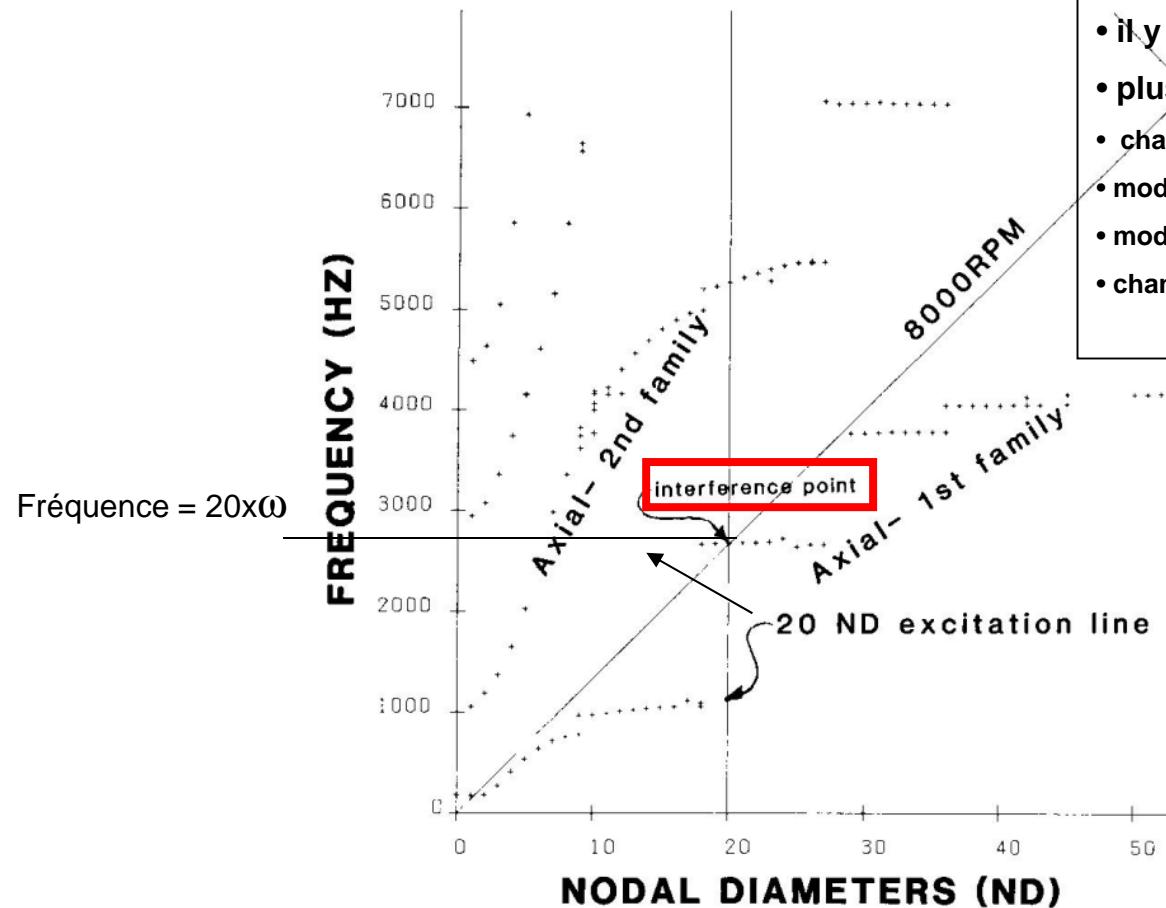
Représentation 3D du forçage et des conditions de coïncidence spatiale (pour le premier segment du zig-zag, EO=ND)



## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

Exploitation du diagramme zig-zag (sur son premier segment  $EO < ND/2$ ), à vitesse de rotation donnée,  $EO=20$



- il y a problème
- plusieurs solutions sont possibles :
  - changer le nb d'aubes sur le redresseur amont
  - modifier la raideur des aubes de la roue mobile
  - modifier la raideur du disque
  - changer la vitesse de fonctionnement nominal

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

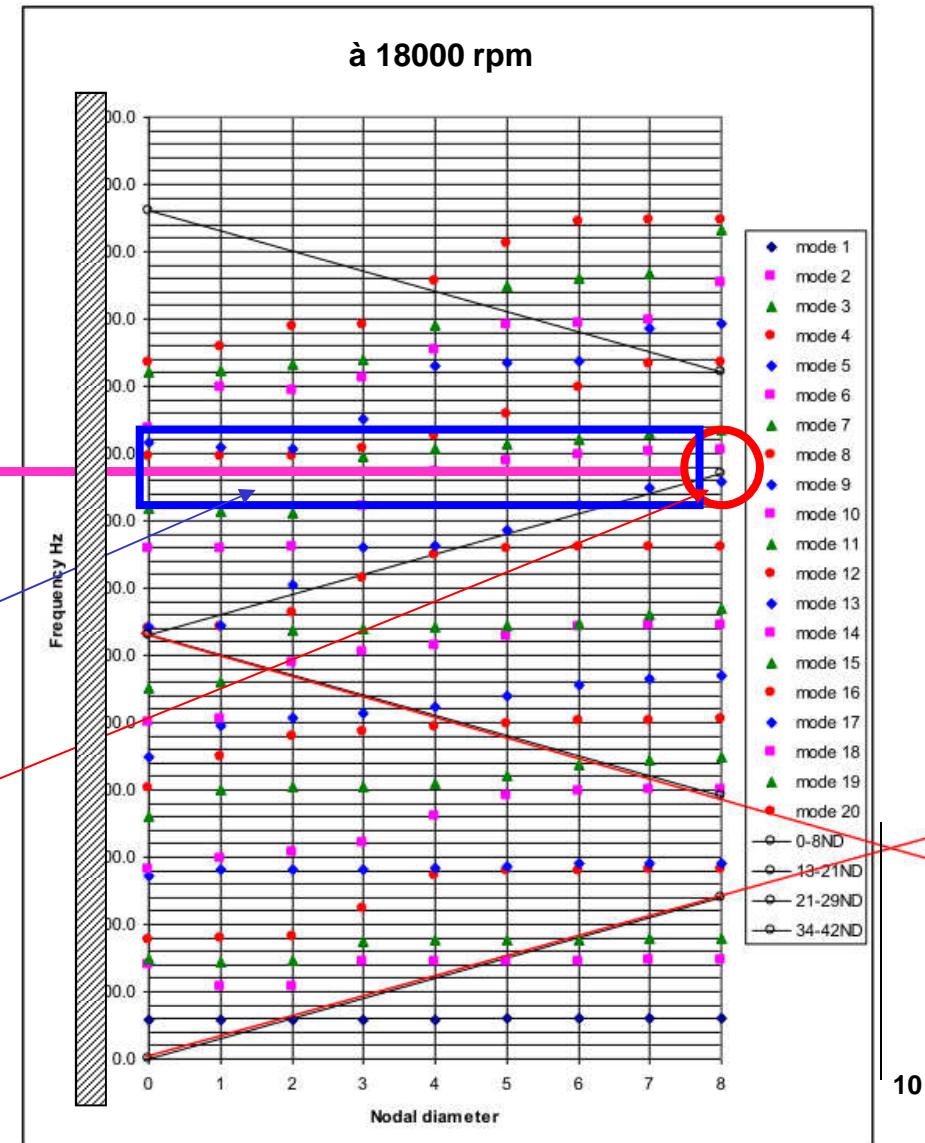
Exploitation du diagramme zig-zag dans le cas général

21 aubes sur la roue mobile  
29 sur le stator amont

Fréquence =  $29 \times \omega$

COINCIDENCE FREQUENTIELLE SEULE  
surestimation du nombre de modes  
faussement dangereux

COINCIDENCE VRAIE  
Danger pour les modes 13 et 14 à 8ND,  
-> changer la conception  
-> calculer la RF pour ces conditions



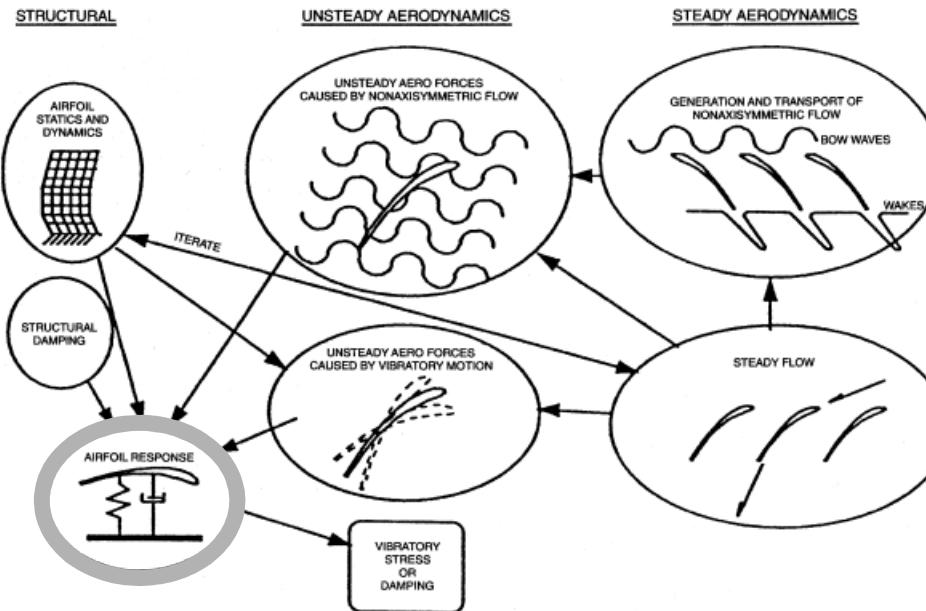
# Plan

---

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Démarche



- Beaucoup d'inconnues en début de conception
- complexité du comportement de la structure (mistuning, non-linéarités)
- estimation de l'amortissement total: combinaison des amortissements structural et aéroélastique
- un calcul précis de la fonction de forçage aérodynamique est requis
  
- Points-clefs dans le calcul de la réponse forcée
- quantification des dissipations structurales
- l'aérodynamique instationnaire / ingrédients du modèle
- le couplage fluide-structure

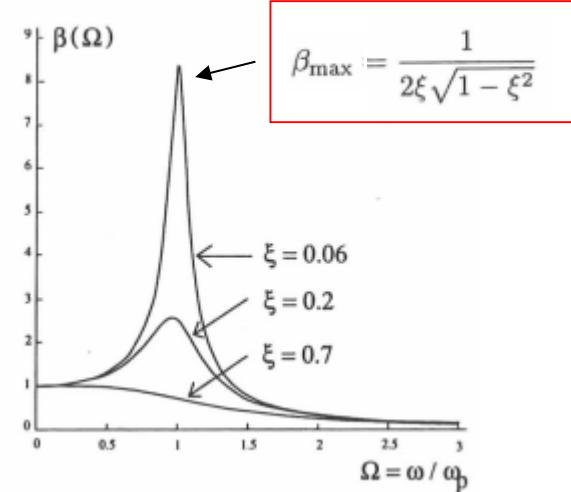
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Importance de l'amortissement en dynamique

Amplification dynamique de la FRF  
d'un oscillateur à 1 ddl avec un  
taux d'amortissement  $\xi$

$$\beta(\Omega) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4\xi^2\Omega^2}} \quad ; \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_p}$$

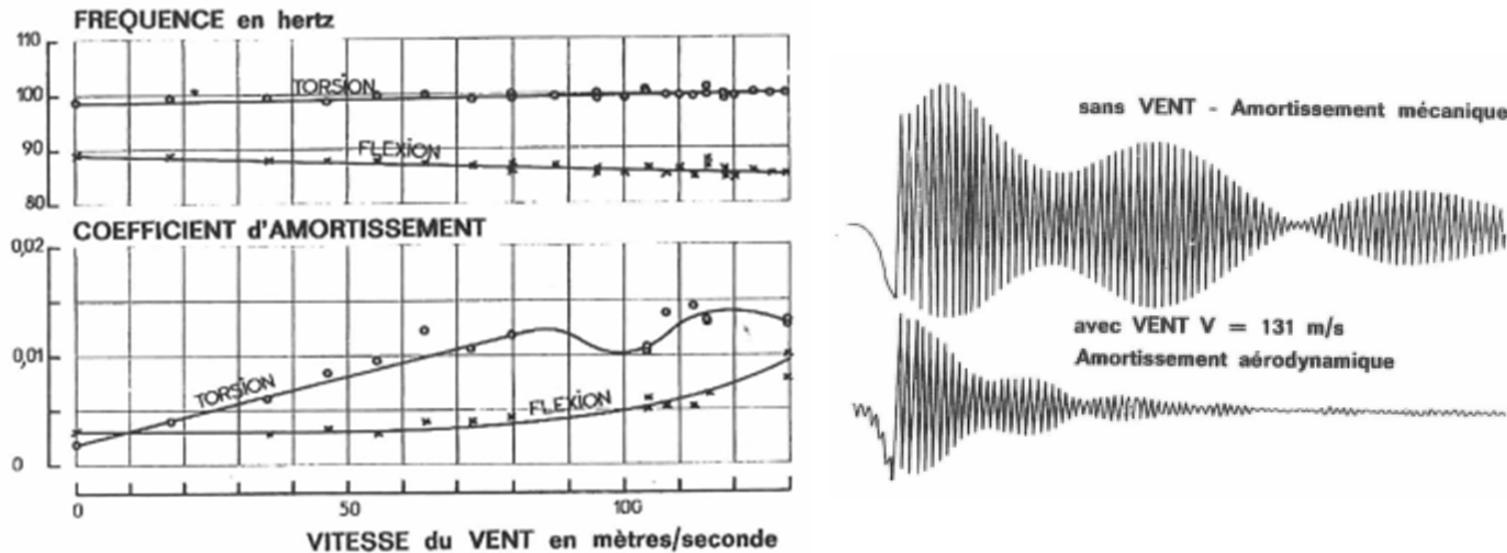


- l'amplitude de la réponse à la résonance est contrôlée par l'amortissement
- pour  $\xi \ll 1$  l'amplification est inversement proportionnelle à  $\xi$
- un soin particulier doit être apporté à sa modélisation
- importance d'un recalage par mesures expérimentales

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Fluide vs structure



- amortissement structural dû au **matériau** :  $\xi < 0.001$  si monobloc (hystéritique ou visqueux)
  - **EXPERIMENTAL**
- amortissement structural dû à **d'autres sources de dissipation** (frottement)
  - **EXPERIMENTAL + CALCUL**
- amortissement aéro prédominant devant amortissement matériau (visqueux, parfois « négatif » si instabilité)
  - **CALCUL + EXPERIMENTAL**
- nécessité de dispositifs ad hoc, en particulier pour le monobloc

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Solutions technologiques pour augmenter l'amortissement

- **Dispositifs linéaires**

- revêtements absorbants (visco-élastiques, élastomères, silicones) sur aubes ou aux interfaces
- fluides dans des aubes creuses (expérimental)

- **Dispositifs non-linéaires**

- par frottement : en pied d'aube, par nageoires, talons, câbles, frotteurs (annulaires = joncs, plaques, doigts...)
- par chocs (expérimental)
- par contrôle passif ou semi-actif (expérimental)

- **Autres : mistuning intentionnel**

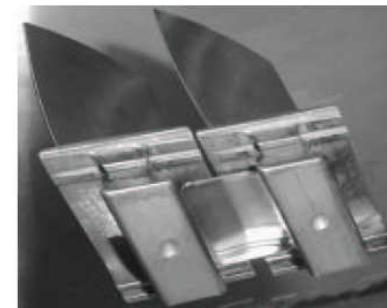
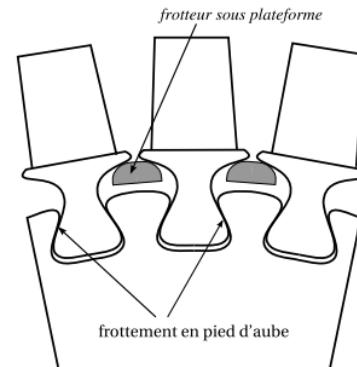


FIG. 1.13 – Frotteur entre deux aubes adjacentes.

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Solutions technologiques pour augmenter l'amortissement

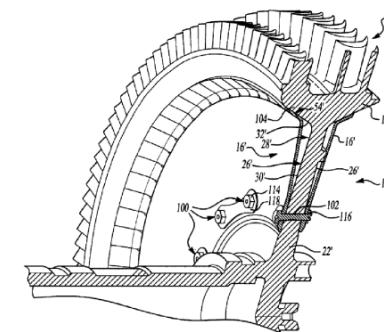
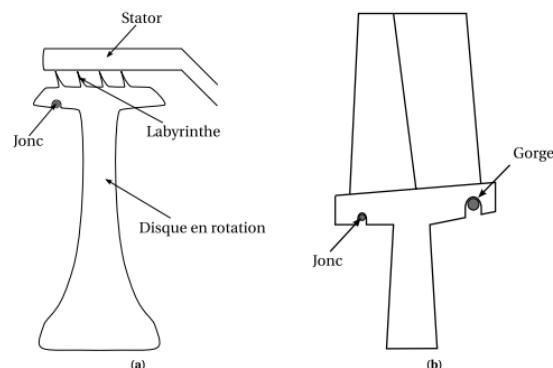
- **Dispositifs linéaires**

- revêtements absorbants (visco-élastiques, élastomères, silicones) sur aubes ou aux interfaces
- fluides dans des aubes creuses (expérimental)

- **Dispositifs non-linéaires**

- par frottement : en pied d'aube, par nageoires, talons, câbles, frotteurs (annulaires = joncs, plaques, doigts...)
- par chocs (expérimental)
- par contrôle passif ou semi-actif (expérimental)

- **Autres : mistuning intentionnel**



## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Solutions technologiques pour augmenter l'amortissement

- **Dispositifs linéaires**

- revêtements absorbants (visco-élastiques, élastomères, silicones) sur aubes ou aux interfaces
- fluides dans des aubes creuses (expérimental)

- **Dispositifs non-linéaires**

- par frottement : en pied d'aube, par nageoires, talons, câbles, frotteurs (annulaires = joncs, plaques, doigts...)
- par chocs (expérimental)
- par contrôle passif ou semi-actif (expérimental)

- **Autres : mistuning intentionnel**

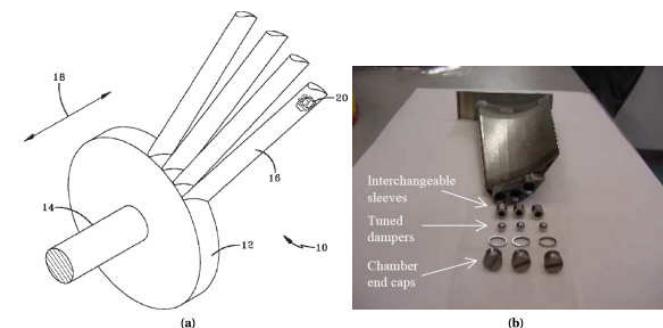
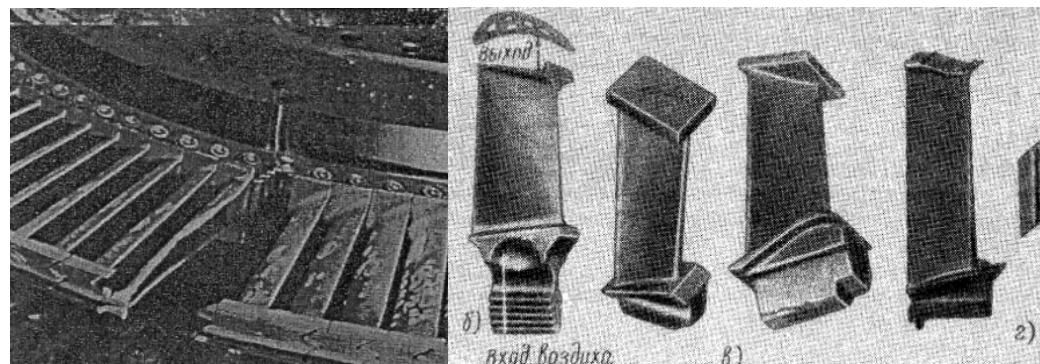
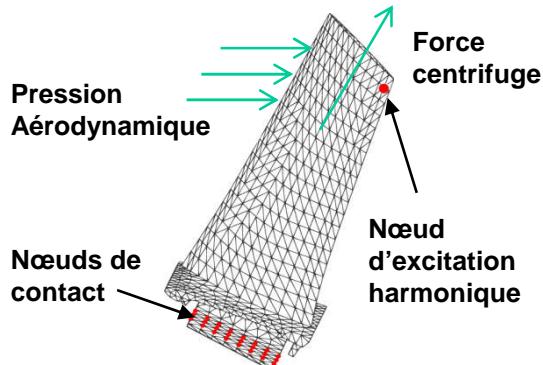


FIG. 1.18: Amortisseurs par chocs; (a), schéma de principe (Brevet NASA US 6,827,551 B1); (b), exemple de mise en œuvre (Duffy, 2004).

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Calcul des réponses non-linéaires: exemple du frottement



à l'intérieur des solides
équilibre interne comportement (élastique linéaire)
aux interfaces
non pénétration (usure = jeu variable) frottement tangentiel (Coulomb) loi d'usure (Achard)
sur les autres frontières
déplacements imposés excitation périodique

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}^{(l)} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}}^{(l)} + \mathbf{K}\mathbf{U}^{(l)} + \mathbf{F}_c^{(l)}(\mathbf{U}^{(l)}, \dot{\mathbf{U}}^{(l)}, \mathbf{W}^{(l)}) = \mathbf{F}_{ex}^{(l)}$$

- expression de l'équation du mouvement dans le domaine fréquentiel
- hypothèse : réponse périodique
- outil : HBM, méthode de balance harmonique

$$\text{séries de Fourier : } \mathbf{U}(t) = \tilde{\mathbf{U}}_0 + \sum_{n=1}^{Nh} \tilde{\mathbf{U}}_{n,c} \cos(n\omega t) + \tilde{\mathbf{U}}_{n,s} \sin(n\omega t)$$

$$\text{procédure de Galerkin: } f(\tilde{\mathbf{U}}_r) = \mathbf{Z}_r \tilde{\mathbf{U}}_r + \tilde{\lambda} - \tilde{\mathbf{F}}_r$$

multiplicateurs de Lagrange  
représentant les forces de contact

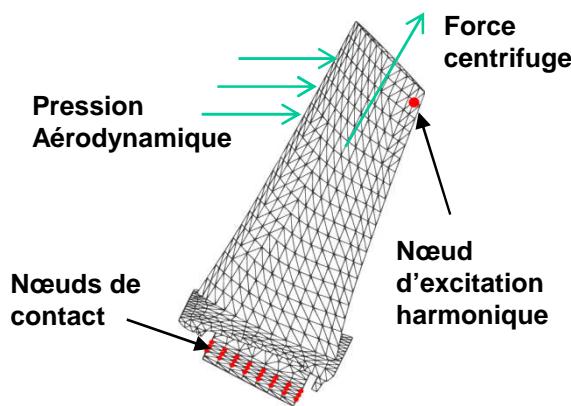
- nouvelle expression du problème complet
- en respectant les contraintes NL définissant
- les forces de contact exprimées dans le domaine temporel
- c'est un problème d'optimisation avec contraintes

- les ingrédients de la stratégie
  - aspect non-linéaire : le processus est itératif, solveur de type Newton
  - aspect problème contraint en dynamique : Dynamic Lagrangian [Nacivet, 2003]
  - souci temporel / fréquentiel : alternating Frequency Time [Cameron et Griffin, 1989]

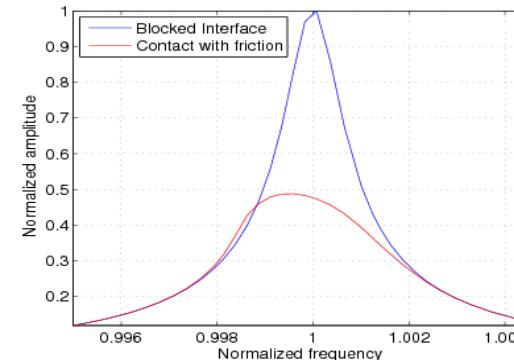
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Amortissement / challenge recherche

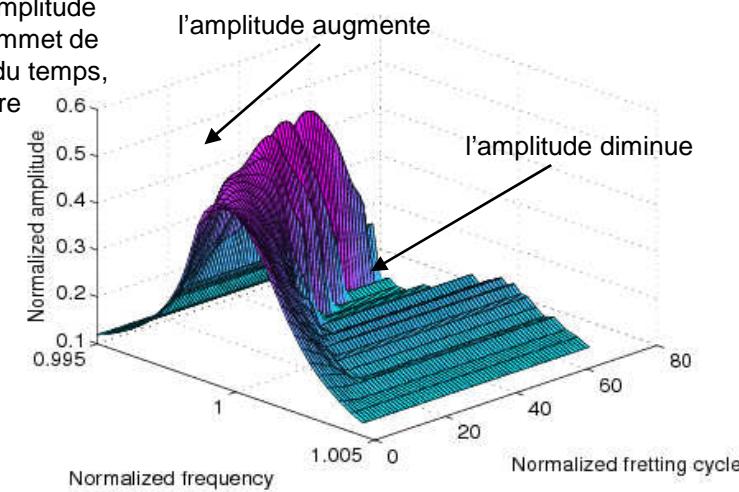
*Comment l'amortissement structural évolue-t-il avec l'usure ?*



Effet du frottement sur l'amplitude (hors usure)



Evolution de l'amplitude vibratoire au sommet de l'aube au cours du temps, avec usure



## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Amortissement / challenge recherche

*Comment départager l'effet amortissant d'un dispositif de l'effet du fluide ?*

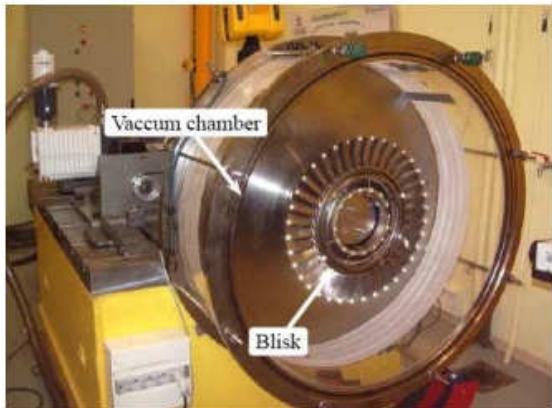
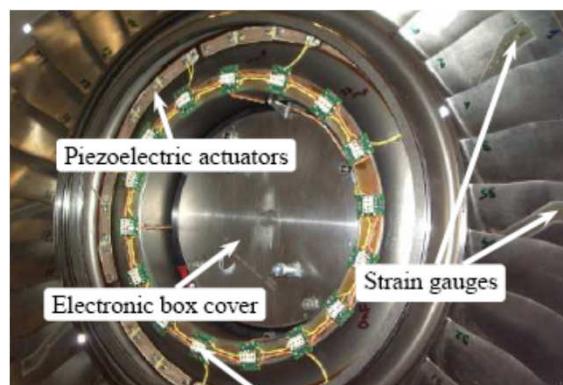


Figure 1 : Essais sous vide des roues aubagées au LTDS

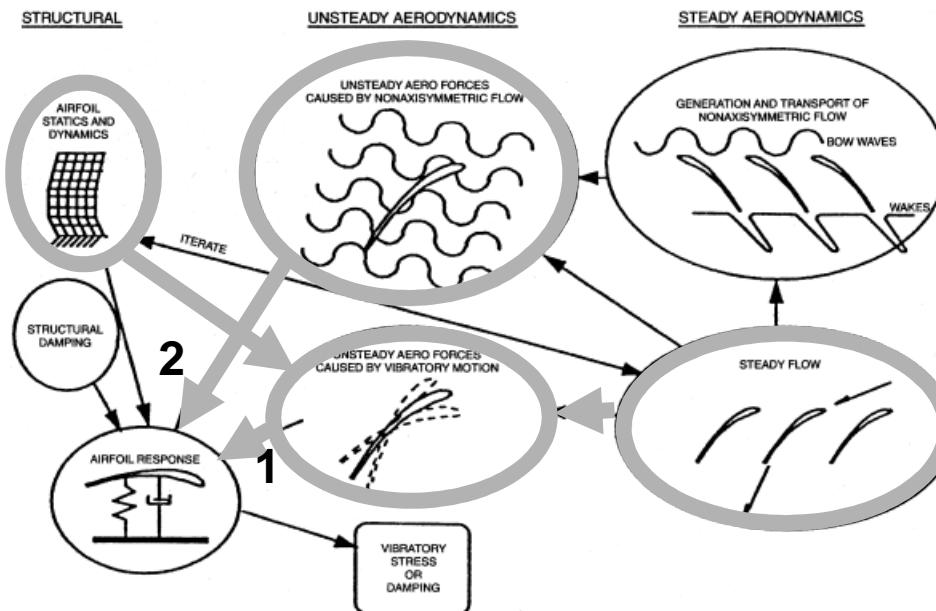


## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Prise en compte du couplage aéroélastique

#### Une démarche

- La présence du fluide modifie les caractéristiques modales estimées in vacuo; réciproquement le mouvement d'une aube influe sur les mouvements du fluide
- un calcul couplé est donc a priori nécessaire, en particulier en présence de non-linéarités
- une hypothèse consiste à réaliser un couplage faible, permettant des calculs séparés pour le fluide et la structure, l'effet du fluide est alors double :
  - 1/ effet d'amortissement aéro ; 2/ effet de forçage



Schematic of forced response prediction system [Hilbert et al. 1997]

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Prise en compte du couplage aéroélastique

#### Estimation de l'amortissement aéro

- sélection des modes d'intérêt (étude des coïncidences, importance des déphasages inter-aubes)
  - calcul aéro avec mouvement modal imposé des aubes
  - obtention des forces de pression pariétale instationnaires
  - plusieurs voies sont alors possibles :

##### Voie A

- calcul du travail des forces de pression dans le mouvement de l'aube pour un cycle
  - estimation du ratio Travail cyclique / Energie cinétique moyenne
- analogie **amortissement modal** matériau / aéro via le concept de décrément log par exemple

##### Voie B

- incorporation des forces aéro dans le calcul forcé via des **matrices d'amortissement proportionnelles aux déplacements de l'aube**

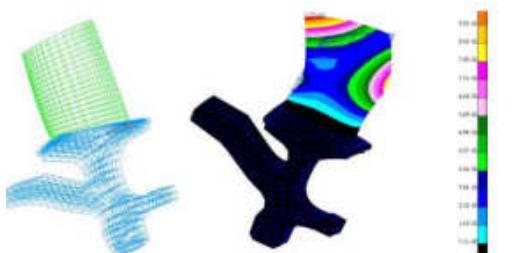


Figure 4: View of the structural mesh – 3<sup>rd</sup> mode

Damping (%)	Euler Non Linear	NS linearized
Structural		0.17
aeroelastic	0.26	0.31
Total	0.41	0.47

Table 1: damping estimation

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Prise en compte du couplage aéroélastique

#### Calcul de la fonction de forçage

- les pressions pariétales instationnaires sont des **forces imposées** sur le modèle structure
  - on s'intéresse à la première harmonique et éventuellement aux suivantes
    - les charges sont défilantes
- résolution numérique du problème : cf [cours F. Thouverez](#)

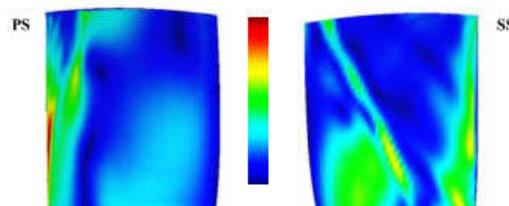


Figure 9: Unsteady NS total pressure (1<sup>st</sup> harmonic modulus) on pressure (PS) and suction sides (SS)

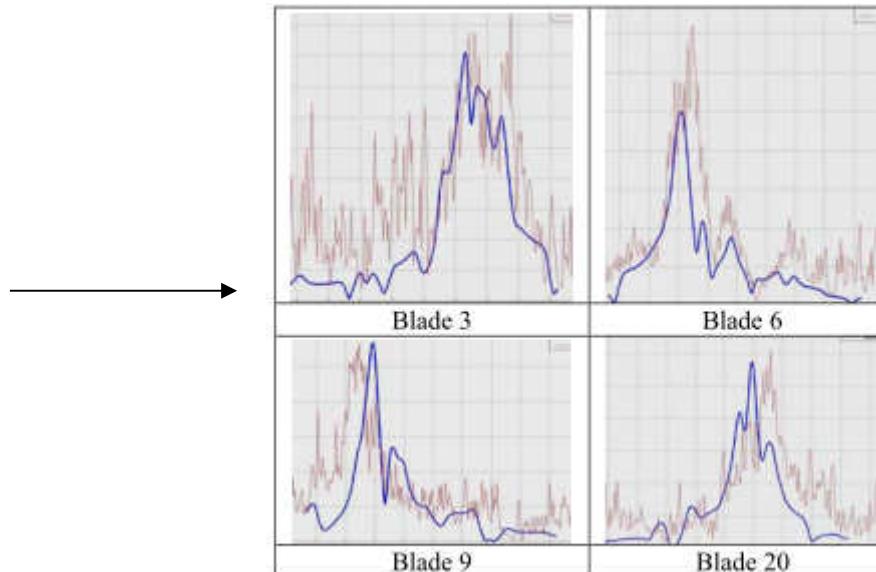


Figure 11: Comparison of predicted/test results (blade dynamic levels vs. rotating speed)

NB : modèle avec mistuning (recalé)

exemple : Seinturier et al, GT2004-53372

# Plan

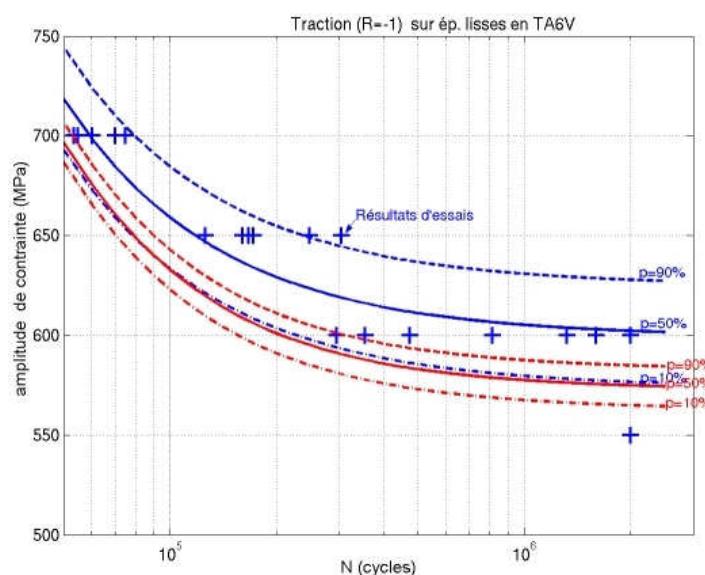
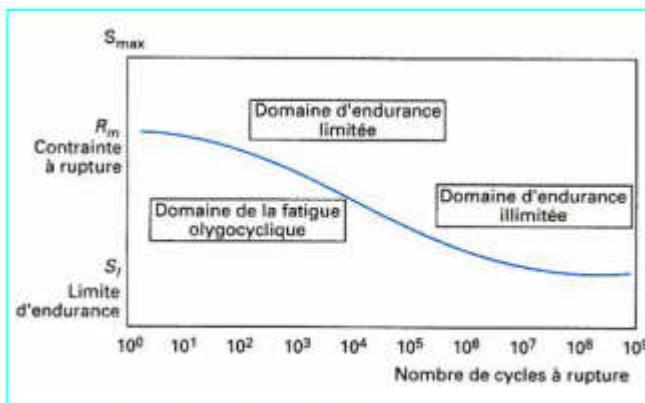
---

- A. Pré-design aéro**
- B. Analyse du comportement sous chargement statique**
- C. Estimation du risque vibratoire**
  - I. Calcul des modes propres**
  - II. Détermination des fréquences d'excitation**
  - III. Recherche des coïncidences**
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques**
  - V. Tracé du diagramme de Haigh**
- D. Tests sur prototypes**

# C.V. Tracé du diagramme de Haigh

## Principe

- notion de limite d'endurance



- effet de la contrainte moyenne sur l'amplitude de contrainte alternée maxi admissible

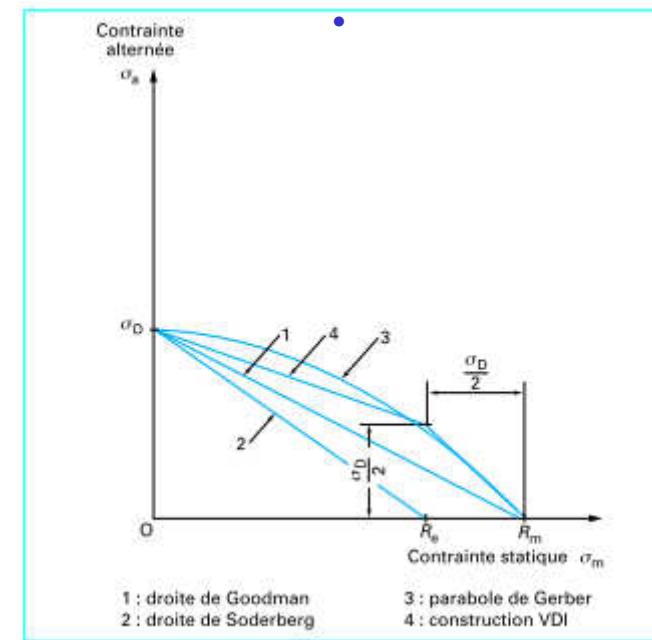


Figure 13 – Diagrammes de Haigh

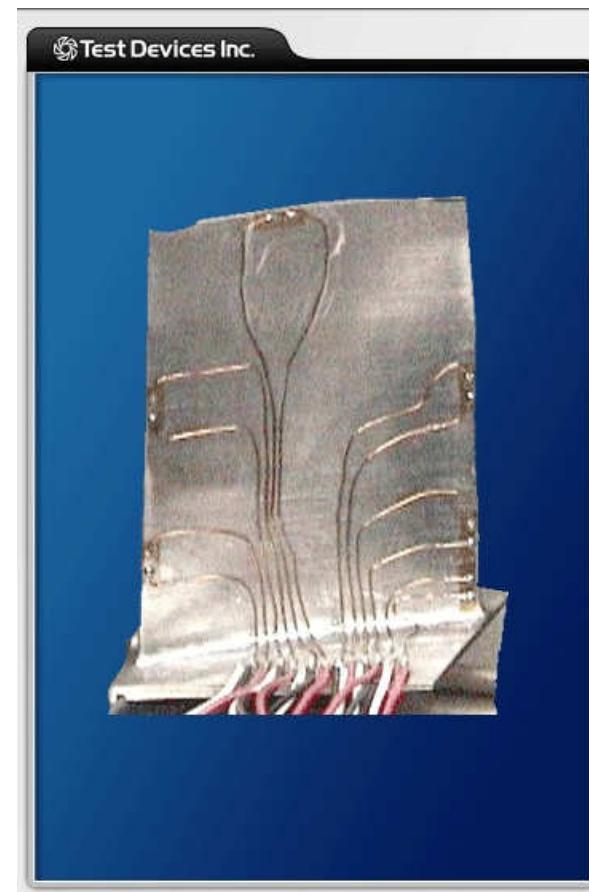
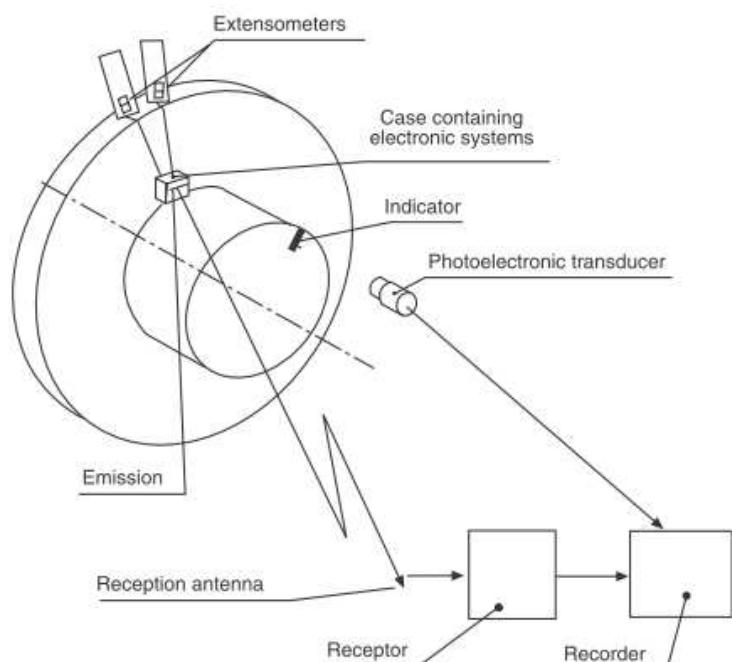
# Plan

---

- A. Pré-design aéro**
- B. Analyse du comportement sous chargement statique**
- C. Estimation du risque vibratoire**
- D. Tests sur prototypes**
  - I. Extensométrie**
  - II. Vibrométrie par laser Doppler**
  - III. Mesures par tip-timing**

## D.III. Tests / Extensométrie

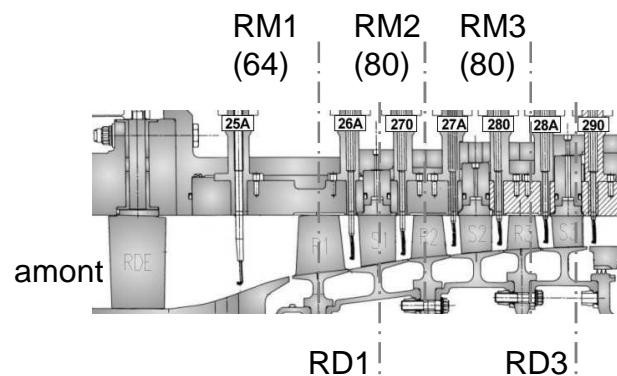
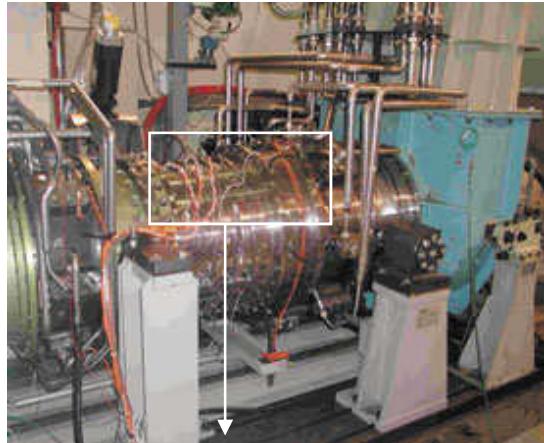
### Principe



## D.III. Tests / Extensométrie

### Caractérisation vibratoire sous chargement aéro

#### des redresseurs du banc CREATE (1/3)

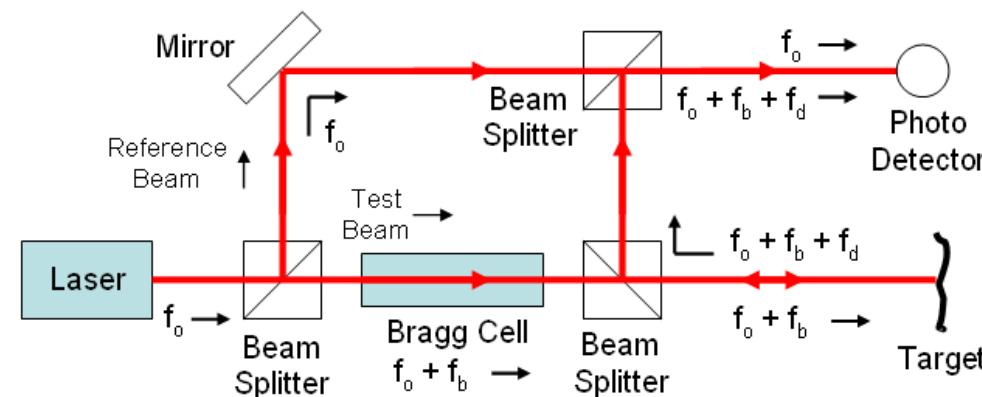






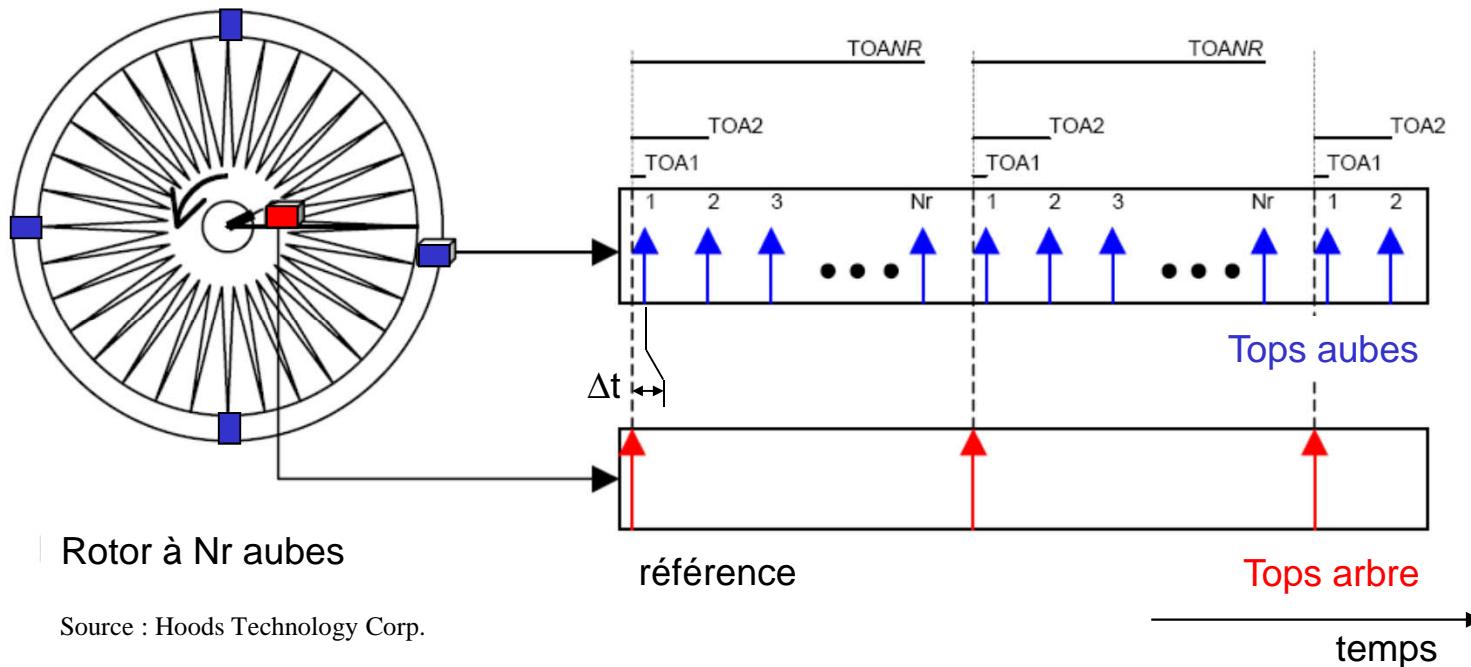
## D.III. Tests / LDV

### Principe



## D.III. Tests / Tip-timing

### Principe



Source : Hoods Technology Corp.

- Les sondes sont montées sur les **parties fixes**.
- On mesure les **temps d'arrivée** des aubes devant chaque sonde.
- Les vibrations provoquent des **écart**s entre temps mesurés et calculés à partir des **tops arbre**.
- On en déduit les **fréquences** et les **amplitudes** des modes d'aubes.



# Conclusions

- des mécanismes **multi-physiques** et **multi-échelles**
- des couplages de plus en plus marqués : technologies monobloc, allègement, charge / aube accrue

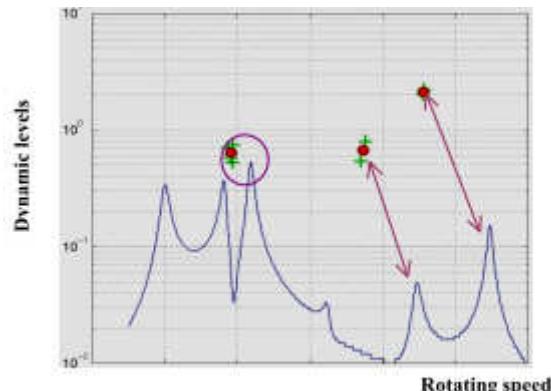
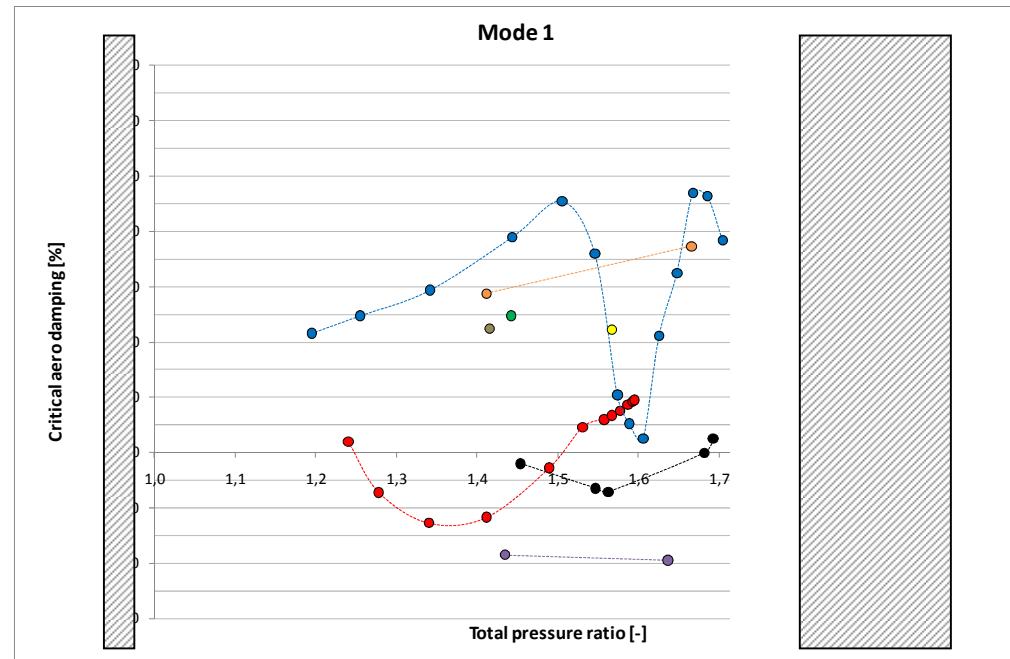


Figure 20: prediction/test comparison – gage 2

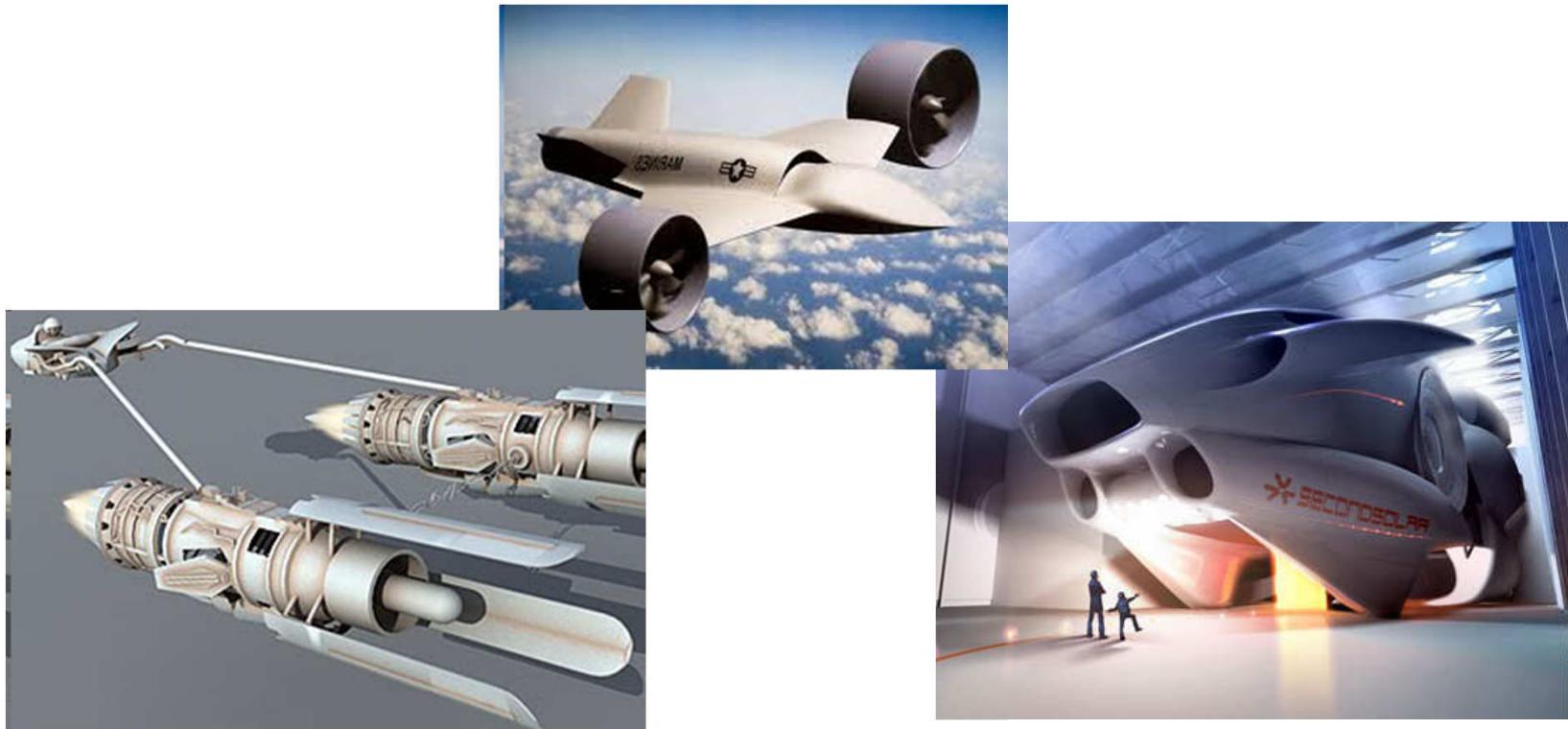
- un fort besoin de mieux comprendre les phénomènes pour de meilleures pratiques de conception



FUTURE project (<http://www.future-project.eu>), analyses performed by  
Volvo Aero (<http://www.volvoaero.com>), Siemens Industrial Turbomachinery AB  
(<http://www.sit-ab.se>),  
MTU Aero Engines GmbH (<http://www.mtu.de>), DLR - Deutsches Zentrum für Luft-  
und Raumfahrt e.V (<http://www.dlr.de/>),  
PCA Engineers Limited (<http://www.pcaeng.co.uk>), ONERA (<http://www.onera.fr>),  
Turbomeca (<http://www.turbomeca.com/>),  
Techspace Aero (<http://www.techspace-aero.be/>), Snecma  
(<http://www.sneecma.com>)/

## Perspectives

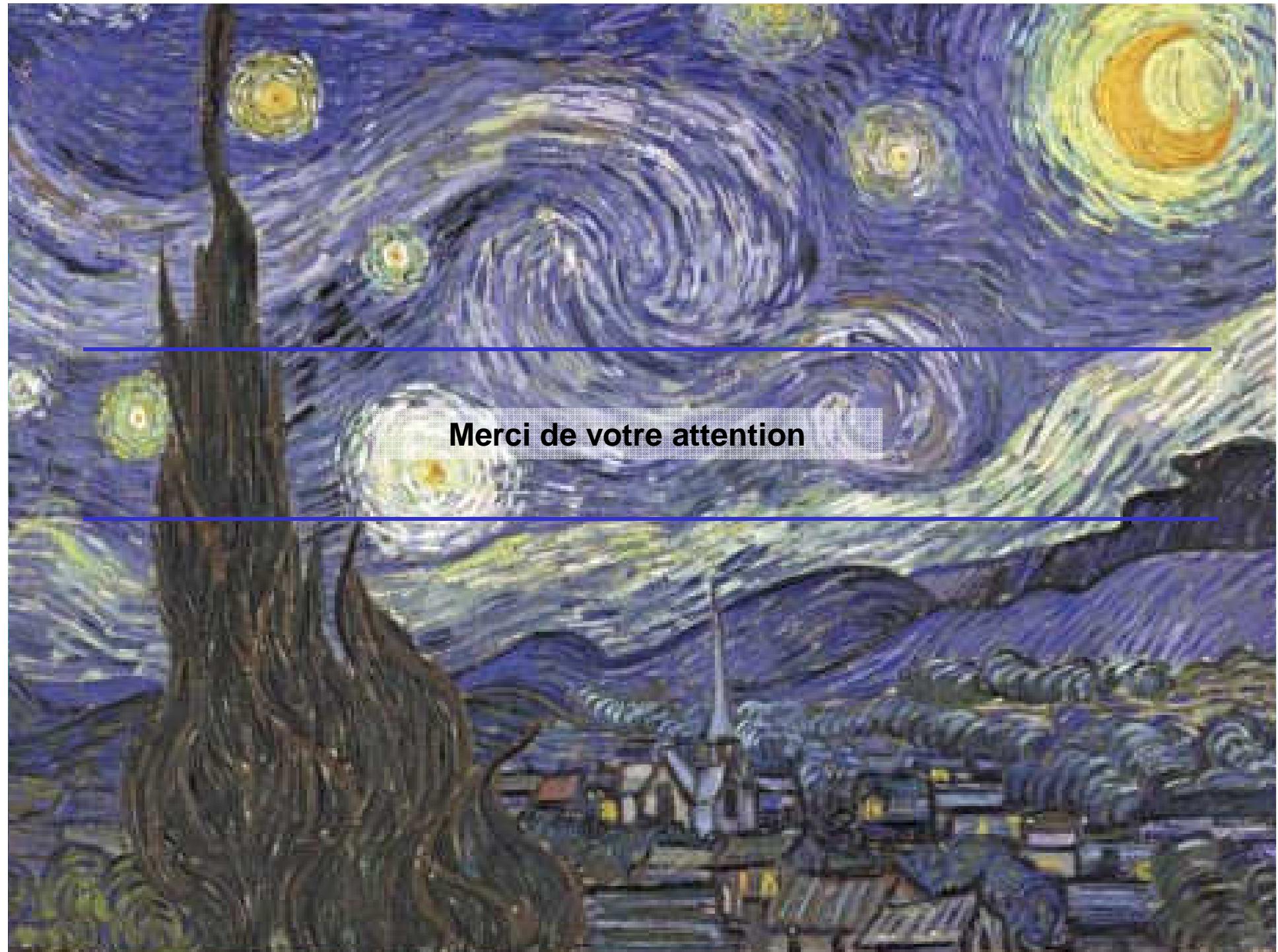
- **couplage solidien arbres BP-HP / roues aubagées : nature des modèles, NL [M. Gruin]**
- **couplage fluide-structure fort + désaccordage + amortissement [G. Bénéfice]**
- **systèmes dissipatifs actifs [B. Zhou]**
- **travaux théoriques et expérimentaux sur le pompage, le flottement ...**
- **et aussi : les excitations transitoires, les SFV ...**



## Bibliographie succincte

---

- Encyclopedia of vibrations. Edited by: Braun, Simon G.; Ewins, David J.; Rao, Singiresu, Elsevier, 2002
- AGARD, 1988
- J. S. Rao. Turbomachine blade vibration. New Age International Publishers, 1991.
- VKI LS 2008-05. Structural design of aircraft engines: key objectives and techniques, 2008.
  
- M. Pluviose. Ingénierie des turbomachines. Ellipses 2003
- Techniques de l'Ingénieur, BM 4 175
- [www.future-project.eu/](http://www.future-project.eu/)



**Merci de votre attention**